THESE

PRESENTEE

A L'UNIVERSITE SCIENTIFIQUE ET MEDICALE DE GRENOBLE

POUR OBTENIR

LE TITRE DE DOCTEUR-INGENIEUR

par

Jean RIVAL
Ingénieur Arts et Métiers

ETUDE ET REALISATION DE MACHINES TOURNANTES IMMERGEES DANS UN FLUIDE CRYOGENIQUE

APPLICATION A UNE POMPE A HYDROGENE LIQUIDE

Soutenue le 29 juin 1973, devant la Commission d'Examen

MM.	A. LACAZE	Président
	L. SANTON P. PERROUD	Examinateurs
	J. BEAUCHET	Invité

T H E S E

PRESENTEE

A L'UNIVERSITE SCIENTIFIQUE ET MEDICALE DE GRENOBLE

POUR OBTENIR

LE TITRE DE DOCTEUR-INGENIEUR

par

Jean RIVAL

Ingénieur Arts et Métiers

ETUDE ET REALISATION DE MACHINES TOURNANTES IMMERGEES DANS UN FLUIDE CRYOGENIQUE

APPLICATION A UNE POMPE A HYDROGENE LIQUIDE

Soutenue le 29 juin 1973, devant la Commission d'Examen

MM.	A. LACAZE	Président
	L. SANTON P. PERROUD	Examinateurs
	J. BEAUCHET	Invité

Président : Monsieur Michel SOUTIF

Vice-Président : Monsieur Gabriel CAU

PROFESSEURS TITULAIRES

MM.	ANGLES D'AURIAC Paul	Mécanique des Fluides
	ARNAUD Georges	Clinique des Maladies Infectieuses
	ARNAUD Paul	Chimie
	AUBERT Guy	Physique
	AYANT Yves	Physique Approfondie
Mme	BARBIER Marie-Jeanne	Electrochimie
MM.	BARBIER Jean-Claude	Physique Expérimentale
	BARBIER Reynold	Géologie Appliquée
	BARJON Robert	Physique Nucléaire
	BARNOUD Fernand	Biosynthèse de la Cellulose
	BARRA Jean-René	Statistiques
	BARRIE Joseph	Clinique Chirurgicale
	BENOIT Jean	Radioélectricité
	BERNARD Alain	Mathématiques Pures
	BESSON Jean	Electrochimie
	BEZES Henri	Chirurgie Générale
	BLAMBERT Maurice	Mathématiques Pures
	BOLLIET Louis	Informatique (IUT B)
	BONNET Georges	Electrotechnique
	BONNET Jean-Louis	Clinique Ophtalmologique
	BONNET-EYMARD Joseph	Pathologie Médicale
	BONNIER Etienne	Electrochimie Electrométallurgie
	BOUCHERLE André	Chimie et Toxicologie
	BOUCHEZ Robert	Physique Nucléaire
	BOUSSARD Jean-Claude	Mathématiques Appliquées
	BRAVARD Yves	Géographie
	BRISSONNEAU Pierre	Physique du Solide
	BUYLE-BODIN Maurice	Electronique
	CABANAC Jean	Pathologie Chirurgicale
	CABANEL Guy	Clinique Rhumatologique et Hydrologie
	CALAS François	Anatomie
	CARRAZ Gilbert	Biologie Animale et Pharmacodynamie
	CAU Gabriel	Médecine Légale et Toxicologie
	CAUQUIS Georges	Chimie Organique
	CHABAUTY Claude	Mathématiques Pures
	CHARACHON Robert	Oto-Rhino-Laryngologie
	CHATEAU Robert	Thérapeutique
	CHENE Marcel	Chimie Papetière
	COEUR André	Pharmacie Chimique
	CONTAMIN Robert	Clinique Gynécologique
	COUDERC Pierre	Anatomie Pathologique
	CRAYA Antoine	Mécanique
Mme	DEBELMAS Anne-Marie	Matière Médicale
MM.	DEBELMAS Jacques	Géologie Générale
	DEGRANGE Charles	Zoologie
	DESRE Pierre	Métallurgie
	DESSAUX Georges	Physiologie Animale
	DODU Jacques	Mécanique Appliquée
	DOLIQUE Jean-Michel	Physique des Plasmas
	DREYFUS Bernard	Thermodynamique
	DUCROS Pierre	Cristallographie
	DUGOIS Pierre	Clinique de Dermatologie et Syphiligraphie
	FAU René	Clinique neuro-psychiatrique
	FELICI Noël	Electrostatique
	GAGNAIRE Didier	Chimie Physique
	GALLISOT François	Mathématiques Pures
	GALVANI Octave	Mathématiques Pures
	GASTINEL Noël	Analyse Numérique
	GEINDRE Michel	Electroradiologie
	GERBER Robert	Mathématiques Pures
	GIRAUD Pierre	Géologie
	KLEIN Joseph	Mathématiques Pures
Mme	KOFLER Lucie	Botanique et Physiologie Végétale
MM.	KOSZUL Jean-Louis	Mathématiques Pures
	KRAVTCHENKO Julien	Mécanique
	KUNTZMANN Jean	Mathématiques Appliquées
	LACAZE Albert	Thermodynamique
	LACHARME Jean	Biologie Végétale
	LAJZEROWICZ Joseph	Physique
	LATREILLE René	Chirurgie Générale
	LATURAZE Jean	Biochimie Pharmaceutique
	LAURENT Pierre	Mathématiques Appliquées
	LEDRU Jean	Clinique Médicale B
	LLIBOUTRY Louis	Géophysique
	LOUP Jean	Géographie
Mle	LUTZ Elisabeth	Mathématiques Pures
MM.	MALGRANGE Bernard	Mathématiques Pures
	MALINAS Yves	Clinique Obstétricale
	MARTIN-NOEL Pierre	Seméiologie Médicale
	MASSEPORT Jean	Géographie
	MAZARE Yves	Clinique Médicale A
	MICHEL Robert	Minéralogie et Pétrographie
	MOURIQUAND Claude	Histologie
	MOUSSA André	Chimie Nucléaire
	NEEL Louis	Physique du Solide
	OZENDA Paul	Botanique
	PAUTHENET René	Electrotechnique
	PAYAN Jean-Jacques	Mathématiques Pures
	PEBAY-PEYROULA Jean-Claude	Physique
	PERRET René	Servomécanismes
	PILLET Emile	Physique Industrielle
	RASSAT André	Chimie Systématique
	RENARD Michel	Thermodynamique
	REULOS René	Physique Industrielle
	RINALDI Renaud	Physique
	ROGET Jean	Clinique de Pédiatrie et de Puériculture
	SANTON Lucien	Mécanique
	SEIGNEURIN Raymond	Microbiologie et Hygiène
	SENGEL Philippe	Zoologie
	SILBERT Robert	Mécanique des Fluides
	SOUTIF Michel	Physique Générale
	TANCHE Maurice	Physiologie
	TRAYNARD Philippe	Chimie Générale
	VAILLAND François	Zoologie
	VALENTIN Jacques	Physique Nucléaire
	VAUQUOIS Bernard	Calcul Electronique
Mme	VERAIN Alice	Pharmacie Galénique
M.	VERAIN André	Physique
Mme	VEYRET Germaine	Géographie
MM.	VEYRET Paul	Géographie
	VIGNAIS Pierre	Biochimie Médicale
	YOCCOZ Jean	Physique Nucléaire Théorique

PROFESSEURS ASSOCIES

MM.	BULLEMER Bernhard	Physique
	HANO JUN-ICHI	Mathématiques Pures
	STEPHENS Michaël	Mathématiques Appliquées

PROFESSEURS SANS CHAIRE

M.	BEAUDOING André	Pédiatrie
Mme	BERTRANDIAS Françoise	Mathématiques Pures
MM.	BERTRANDIAS Jean-Paul	Mathématiques Appliquées
	BIAREZ Jean-Pierre	Mécanique
M.	BONNETAIN Lucien	Chimie Minérale
Mme	BONNIER Jane	Chimie Générale
MM.	CARLIER Georges	Biologie Végétale
	COHEN Joseph	Electrotechnique
	COUMES André	Radioélectricité
	DEPASSEL Roger	Mécanique des Fluides
	DEPORTES Charles	Chimie Minérale
	GAUTHIER Yves	Sciences Biologiques
	GAVEND Michel	Pharmacologie
	GERMAIN Jean-Pierre	Mécanique
	GIDON Paul	Géologie et Minéralogie
	GLENAT René	Chimie Organique
	HACQUES Gérard	Calcul Numérique
	JANIN Bernard	Géographie
Mme	KAHANE Josette	Physique
MM.	MULLER Jean-Michel	Thérapeutique
	PERRIAUX Jean-Jacques	Géologie et Minéralogie
	POULOUJADOFF Michel	Electrotechnique
	REBECQ Jacques	Biologie (CUS)
	REVOL Michel	Urologie
	REYMOND Jean-Charles	Chirurgie Générale
	ROBERT André	Chimie Papetière
	DE ROUGEMONT Jacques	Neurochirurgie
	SARRAZIN Roger	Anatomie et Chirurgie
	SARROT-REYNAULD Jean	Géologie
	SIBILLE Robert	Construction Mécanique
	SIROT Louis	Chirurgie Générale
Mme	SOUTIF Jeanne	Physique Générale

MAITRES DE CONFERENCES ET MAITRES DE CONFERENCES AGREGES

Mle	AGNIUS-DELORD Claudine	Physique Pharmaceutique
	ALARY Josette	Chimie Analytique
MM.	AMBLARD Pierre	Dermatologie
	AMBROISE THOMAS Pierre	Parasitologie
	ARMAND Yves	Chimie
	BEGUIN Claude	Chimie Organique
	BELORIZKY Elie	Physique
	BENZAKEN Claude	Mathématiques Appliquées
	BILLET Jean	Géographie
	BLIMAN Samuel	Electronique (EIE)
	BLOCH Daniel	Electrotechnique
Mme	BOUCHE Liane	Mathématiques (CUS)
MM.	BOUCHET Yves	Anatomie
	BOUVARD Maurice	Mécanique des Fluides
	BRODEAU François	Mathématiques (IUT B)
	BRUGEL Lucien	Energétique
	BUISSON Roger	Physique
	BUTEL Jean	Orthopédie
	CHAMBAZ Edmond	Biochimie Médicale
	CHAMPETIER Jean	Anatomie et Organogénèse
	CHIAVERINA Jean	Biologie Appliquée (EFP)
	CHIBON Pierre	Biologie Animale
	COHEN-ADDAD Jean-Pierre	Spectrométrie Physique
	COLOMB Maurice	Biochimie Médicale
	CONTE René	Physique
	COULOMB Max	Radiologie
	CROUZET Guy	Radiologie
	DURAND Francis	Métallurgie
	DUSSAUD René	Mathématiques (CUS)
Mme	ETERRADOSSI Jacqueline	Physiologie
MM.	FAURE Jacques	Médecine Légale
	GENSAC Pierre	Botanique
	GIDON Maurice	Géologie
	GRIFFITHS Michaël	Mathématiques Appliquées
	GROULADE Joseph	Biochimie Médicale
	HOLLARD Daniel	Hématologie
	HUGONOT Robert	Hygiène et Médecine Préventive
	IDELMAN Simon	Physiologie Animale
	IVANES Marcel	Electricité
	JALBERT Pierre	Histologie
	JOLY Jean-René	Mathématiques Pures
	JOUBERT Jean-Claude	Physique du Solide
	JULLIEN Pierre	Mathématiques Pures
	KAHANE André	Physique Générale
	KUHN Gérard	Physique
	LACOUME Jean-Louis	Physique
Mme	LAJZEROWICZ Jeannine	Physique
MM.	LANCIA Roland	Physique Atomique
	LE JUNTER Noël	Electronique
	LEROY Philippe	Mathématiques
	LOISEAUX Jean-Marie	Physique Nucléaire
	LONGEQUEUE Jean-Pierre	Physique Nucléaire
	LUU DUC Cuong	Chimie Organique
	MACHE Régis	Physiologie Végétale
	MAGNIN Robert	Hygiène et Médecine Précentive
	MARECHAL Jean	Mécanique
	MARTIN-BOUYER Michel	Chimie (CUS)
	MAYNARD Roger	Physique du Solide
	MICHOULIER Jean	Physique (I.U.T. "A")
	MICOUD Max	Maladies Infectieuses
	MOREAU René	Hydraulique (INP)
	NEGRE Robert	Mécanique
	PARAMELLE Bernard	Pneumologie
	PECCOUD François	Analyse (IUT B)
	PEFFEN René	Métallurgie
	PELMONT Jean	Physiologie Animale
	PERRET Jean	Neurologie
	PERRIN Louis	Pathologie Expérimentale
	PFISTER Jean-Claude	Physique du Solide
	PHELIP Xavier	Thumatologie
Mle	PIERY Yvette	Biologie Animale
MM.	RACHAIL Michel	Médecine Interne
	RACINET Claude	Gynécologie et Obstétrique
	RENAUD Maurice	Chimie
	RICHARD Lucien	Botanique
Mme	RINAUDO Marguerite	Chimie Macromoléculaire
MM.	ROMIER Guy	Mathématiques (IUT B)
	SHOM Jean-Claude	Chimie Générale
	STIEGLITZ Paul	Anesthésiologie
	STOEBNER Pierre	Anatomie Pathologique
	VAN CUTSEM Bernard	Mathématiques Appliquées
	VEILLON Gérard	Mathématiques Appliquées (INP)
	VIALON Pierre	Géologie
	VOOG Robert	Médecine Interne
	VROUSSOS Constantin	Radiologie
	ZADWORNY François	Electronique

MAITRES DE CONFERENCES ASSOCIES

MM.	BOUDOURIS Georges	Radioélectricité
	CHEEKE John	Thermodynamique
	GOLDSCHMIDT Hubert	Mathématiques
	SIDNEY STUARD	Mathématiques Pures
	YACOUD Mahmoud	Médecine légale

CHARGES DE FONCTIONS DE MAITRES DE CONFERENCES

Mme	BERIEL Hélène	Physiologie
Mme	RENAUDET Jacqueline	Microbiologie

UNIV. LEIDEN BIBL.

AVANT-PROPOS

Ce travail a été conduit au Laboratoire d'Applications Spéciales de la Physique du Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble.

M. P. PERROUD, Chef de ce Laboratoire m'a fait bénéficier des connaissances et des moyens matériels de son équipe de travail. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde reconnaissance.

Je suis très reconnaissant à M. le Professeur A. LACAZE d'avoir bien voulu diriger mon travail. J'ai trouvé auprès des chercheurs du Centre National de Recherches Scientifiques et en particulier auprès de M. P. HAEN une aide qui m'a été précieuse.

J'adresse à M. le Professeur L. SANTON, qui m'a fait l'honneur de participer à la Commission d'Examen, l'expression de ma respectueuse gratitude.

La collaboration de la Compagnie Electro-Mécanique, sous la responsabilité de M. A. MICHON-RAJON, et de la Société Nouvelle de Roulements s'est avérée heureuse puisqu'elle nous a permis la réalisation matérielle d'un prototype.
M. J. BEAUCHET a bien voulu accepter de faire partie du Jury de la thèse, qu'il en soit remercié.

Que Mme GAUDY, MM.BERGERI et MATRAIRE veuillent bien trouver ici l'expression de ma reconnaissance pour leur aide efficace.

Je tiens à remercier tout particulièrement M. J. PETRES qui m'a apporté pendant trois années de travail sa compétence et son enthousiasme.

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41544319_0055

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES

LISTE DES PRINCIPALES NOTATIONS

RESUME

ABSTRACT

INTRODUCTION 1

Références bibliographiques 5

Chapitre 1 : TRAVAUX ANTERIEURS 7

1. Problèmes posés 7
2. Essais de paliers a éléments roulants 7
3. Systèmes d'entraînement à basse température 8

Références bibliographiques 10

Chapitre 2 : APPAREILLAGE 11

1. Appareillage cryogénique 11
1.1. Cryostat 11
1.2. Cryogénérateur 13
1.3. Accessoires et mesures 21

2. Appareillage mécanique 24
2.1. Cellule d'essai 24
2.2. Mesures 26
2.3. Dispositifs de soutien d'entraînement 31

Référence bibliographique 34

Chapitre 3 : EXPERIMENTATION DES PALIERS 35

1. Données du problème 35
1.1. Type de roulements 35
1.2. Matériaux 36
1.3. Dimensions 39

2. Essais effectués 42

Références bibliographiques 46

Chapitre 4 : MOTEUR ELECTRIQUE 47

1. Type de moteur 47

2. Données de construction 48
2.1. Mesures de résistivité 50
2.2. Résistance d'une phase stator 51
2.3. Résistances rotoriques 54

3. Essais 55
3.1. Montage utilisé 56
3.2. Essai en court-circuit 56
3.3. Essais à vide et à faible charge 56
3.4. Essai en charge 60

4. Dépouillement des mesures 60
4.1. Méthode de dépouillement 60
4.2. Comparaison des régimes de fonctionnement à différentes températures 61

5. Choix d'une tension de fonctionnement 92

Références bibliographiques 94

Chapitre 5 : POMPE A HYDROGENE LIQUIDE 95

Références bibliographiques 101

CONCLUSION 102

ANNEXE A : APPAREIL DE MESURE DE VITESSE DE ROTATION D'UN ROULEMENT A BILLES DANS L'HYDROGENE LIQUIDE

ANNEXE B : DEFLEXION AXIALE DANS UN ROULEMENT A CONTACT OBLIQUE CHARGE AXIALEMENT ET TOURNANT A FAIBLE VITESSE

ANNEXE C : DETERMINATION DU COUPLE DE FROTTEMENT D'UN EQUIPAGE MOBILE EN FONCTION DE SA VITESSE DE ROTATION

ANNEXE D : FREQUENCES PROPRES DE VIBRATIONS DU MONTAGE

LISTE DES PRINCIPALES NOTATIONS

Chaque symbole sera défini dans le texte au moment de son utilisation.

Notations latines

b	Largeur
C	Couple
D, d	Diamètre
E	Module d'élasticité longitudinale Tension
F	Force
f	Facteur de courbure
G	Module d'élasticité transversale
g	Accélération de la pesanteur Glissement
H, h	Hauteur
I	Module d'inertie Intensité
K	Facteur de jauge
k	Facteur de proportionnalité
L, ℓ	Longueur
M, m	Masse
N	Vitesse de rotation
n	Nombre sans dimension
P	Puissance
p	Pression
Q	Quantité de chaleur
q	Débit volumique
R	Résistance
r	Rayon

S s	Section
T	Température
t	Temps
U	Tension
u	Coefficient d'usure
v	Distance d'un point à la fibre neutre
W	Travail
Z	Nombre de billes

Notations grecques

α	Angle
β	Angle
η	Rendement
ρ	Résistivité
σ	Contrainte normale Coefficient de dispersion
τ	Temps
φ	Angle de déphasage
ω	Pulsation

Indices

a	Anneau
b	Barre
c	Courbure
cc	Court-circuit
E	Euler
e	Elastique
i	Intérieur
J	Joule
f	Frottement
m	Moteur Manométrique

n	Nominal
o	Extérieur
r	Référence
s	stator
u	utile

---oOo---

I N T R O D U C T I O N

L'emploi de l'hydrogène liquide connait un développement important dans les domaines spatiaux et nucléaires malgré les problèmes de sécurité qui y sont liés [1]. Déjà en 1965, la capacité de production journalière des U.S.A. était de 150 tonnes/jour, l'U.S. Air Force à elle seule pouvant en produire 30 tonnes/jour. Les quantités considérables ainsi produites sont utilisées, en grande partie, pour la propulsion de fusées spatiales [2, 3, 4], en raison de la haute impulsion spécifique propre à l'hydrogène et aux propergols dans lesquels il entre en tant que combustible (Fig. 1). Le développement récent des piles à combustibles et de leurs applications peut également nécessiter des quantités importantes d'hydrogène qui sera stocké sous forme liquide : la plate-forme volante française "Pégase" [5] en emportera 20 à 50 tonnes à 20 km d'altitude.

L'emploi de l'hydrogène est également envisagé comme fuel pour la propulsion des véhicules terrestres. En effet, sa combustion avec l'air dégage beaucoup moins de gaz polluants (oxydes d'azote seulement) que les hydrocarbures actuellement utilisés.

Les propriétés physiques de l'hydrogène, en particulier son point d'ébullition très bas (Fig. 2 et 3) permettent de l'utiliser pour maintenir à basse température des appareillages électrotechniques tels que transformateurs, alternateurs, lignes de transport [6, 7, 8]. Leur fonctionnement s'en trouve modifié et leur rendement amélioré.

Les principales applications scientifiques de l'hydrogène liquide concernent l'étude des particules élémentaires et de leurs effets sur les matériaux.

La chambre à bulles permet l'observation de la trajectoire des particules de haute énergie dans un champ magnétique.

Nature du mélange	Impulsion spécifique (s)	Composition (%)	Masse volumique globale (Chiffres comparatifs)
$N_2 O_4$ - $N_2 H_2$	330	46	1,2
O_2 - H_2	442	15	0,35
F_2 - H_2	463	6	0,69
F_2 - $N_2 H_4$	417	30	1,33

Fig: 1 _Performance théorique de quelques propergols_

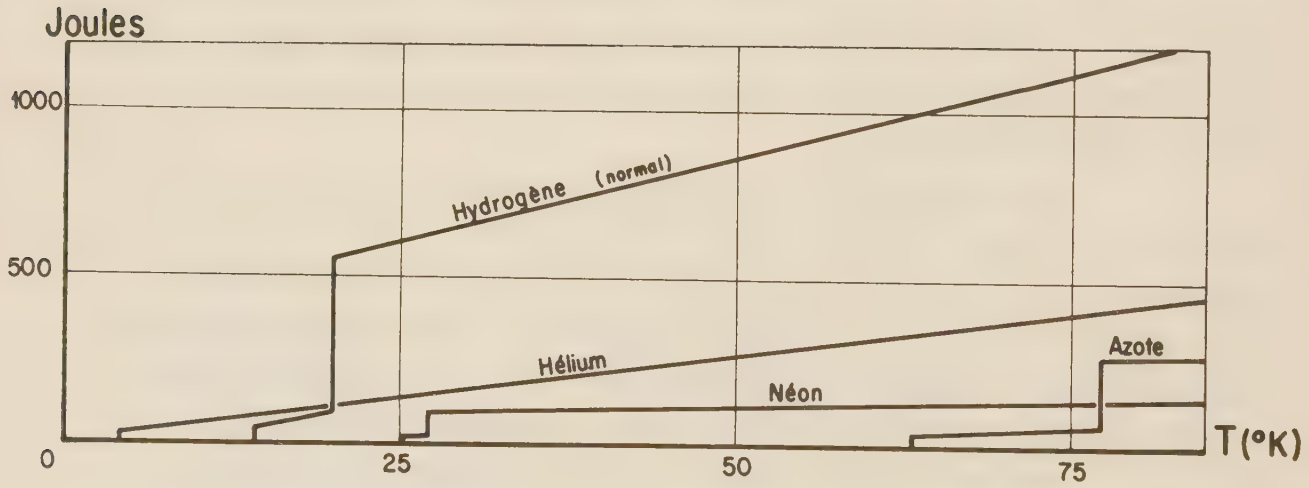


Fig: 2 _Energie absorbée par gramme de l'élément considéré pour l'amener à T°K_

Propriétés	Unités	Valeurs
Point ébullition normal 1 atmosphère	°K	20,37
Pression du point triple	atmosphères	0,071
Température du point triple	°K	13,95
Masse volumique du liquide au point ébullition normal	g/cm^3	0,071
Masse volumique de vapeur au point ébullition normal	10^{-3} g/cm^3	1,33
Masse volumique du gaz à 0°C 1 atmosphère	10^{-3} g/cm^3	0,089
Chaleur latente de vaporisation au point ébullition normal	J/g J/cm^3	441 31,3
Température critique	°K	33,19
Pression critique	atmosphères	12,98
Viscosité au point ébullition normal (Liquide)	10^{-6} poise	130
Tension superficielle au point ébullition normal	dynes/cm	1,91
Conductibilité thermique au point d'ébullition normal (Liquide)	10^{-3} W/cm °C	1,19
Equilibre ortho-para à 20,4 °K 77 °K 300 °K	 % para % para % para	 99,8 50 25

Fig. 3 - Principales propriétés physiques de l'hydrogène.

L'irradiation d'un solide crée des défauts dans son réseau cristallin. Le refroidissement à basse température "gelant" ceux-ci permet de les étudier sans que l'agitation thermique ne les modifie.

Citons enfin la thermalisation des neutrons : le passage d'un flux de neutrons dans l'hydrogène liquide permet de décaler son énergie vers 2 meV. Cette faible énergie permet leur utilisation pour l'étude des matériaux par diffraction [9].

C'est en vue d'une application à la source froide du Réacteur à Haut Flux de Grenoble, Institut Franco-Allemand Max Von Laue-Paul Langevin, que cette étude a commencé. Le refroidissement du modérateur dans lequel le flux de neutrons dissipe jusqu'à 5 kW de puissance thermique nécessitait une circulation en boucle de deutérium liquide. La solution de la pompe a été envisagée. Actuellement, un thermosiphon assure l'évacuation des calories jusqu'à un échangeur à hélium gazeux [10].

L'usage des pompes centrifuges à hydrogène liquide est assez répandu dans le domaine des forts débits, pour l'alimentation de moteurs de fusées, mais, cette application ne nécessite pas des durées de vie excédant quelques dizaines de minutes. Aussi, les technologies et les matériaux employés ne sont-ils pas applicables à une pompe de circulation, montée sur un circuit fixe, dont on attend un fonctionnement satisfaisant pendant au moins 1 000 heures.

Bien qu'à l'étranger on ait travaillé sur des prototypes expérimentaux de pompes centrifuges pour liquides cryogéniques [11 à 15], aucun de ces matériels n'est apparu sur le marché et on peut craindre que leur durée de vie trop courte n'en soit la cause.

C'est pour cette raison, et grâce à la collaboration de deux sociétés françaises, la Société Nouvelle de Roulements et la Compagnie Electro-Mécanique que nous avons entrepris une étude sur ce sujet.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] ZABETAKIS M.G. Safety with cryogenic fluids.
The international cryogenic monograph series.
Heywood books, London 1967.

[2] EDESKATY F.J. L'hydrogène liquide dans les essais de fusées à propulsion.
L'hydrogène liquide. Chapitre 3.
IIF/CRTBT, Pergamon Press, 1965.

[3] DARDARE J. La propulsion par l'oxygène et l'hydrogène liquide.
L'hydrogène liquide. Chapitre 4.
IIF/CRTBT, Pergamon Press, 1965.

[4] DE CLAVIERE G. Le moteur fusée SEPR HM4 à oxygène et hydrogène liquide. Conception et fonctionnement.
9ème Congrès International de l'Aéronautique.
Paris, 2-4 Juin 1969.

[5] BALASKOVIC P. Projet Pégase : Etude de faisabilité.
CNRS. INAG. Septembre 1971.

[6] DELILE G. Perspectives offertes par les matériels électriques fonctionnant à basse température pour la production et le transport d'énergie électrique.
Rapport EDF, Direction des Etudes et Recherches.
Décembre 1970.

[7] BURNIER P. et DE LA HARPE A. Application de l'hydrogène liquide en électrotechnique.
L'hydrogène liquide. Chapitre 11.
IIF/CRTBT, Pergamon Press 1965.

[8] IIF/IIR Cryoelectrotechnique.
Annexe 1969-1 au Bulletin de l'Institut International du Froid.
Londres 1969.

[9] LACAZE A. Modération des neutrons aux très basses températures.
Rapport CEA 2012, 1962.

[10] AGERON P. et al. Les sources de neutrons froids.
AIEA. Colloque de Téhéran sur les irradiateurs pour réacteurs de recherches.
Novembre 1972.

[11] ASHOK V. et PRADHAN. Multistage cryogenic pumping systems.
Data of Pesco Products. Borg-Warner Corporation.
Bedford, Ohio, U.S.A.

[12] SIXSMITH H., GIARRATANO P. A miniature centrifugal pump.
The review of Scientific Instruments, vol.41, n° 11, Novembre 1970, pp. 1570-1573.

[13] CARTER J.C. Pressure lubricated cooled and thrust balanced pump and motor unit.
U.S. Patent n° 3,652,186.

[14] WRIGHT B.M. Centrifugal pumping of liquefied gases
Journal of Scientific Instruments, 1967, vol. 44.

[15] KUGLER S. Liquid hydrogen storage and handling equipment.
L'hydrogène liquide. Chapitre 8.
IIF/CRTBT, Pergamon Press, Juin 1965.

CHAPITRE 1

TRAVAUX ANTERIEURS

1. PROBLEMES POSES

Les deux principaux problèmes à résoudre pour la construction d'une machine tournante sont le positionnement de l'axe de rotation c'est-à-dire les paliers, et la mise en mouvement c'est-à-dire le moteur.

Les solutions proposées pour les paliers sont nombreuses. KOLODEEV [1] a utilisé des paliers électromagnétiques supraconducteurs dans l'hélium liquide. TANTAM [2] a essayé des paliers lisses en téflon chargé de carbone ou de bronze dans l'azote liquide. SIXSMITH a utilisé des paliers hydrostatiques sous pression d'hélium gazeux.

2. ESSAIS DE PALIERS A ELEMENTS ROULANTS

Les paliers à éléments roulants offrent un intérêt dû à leur simplicité de mise en oeuvre. En effet, il n'est pas besoin d'alimentation électrique comme dans le cas des paliers électromagnétiques qui, en outre, ont une faible rigidité, ni de source extérieure de fluide sous pression comme pour les paliers hydrostatiques. Le palier lisse dans l'hydrogène liquide ne peut pas fonctionner avec un film liquide à cause de la trop faible viscosité de ce fluide. Il faudrait, en effet, des jeux radiaux très faibles pour assurer une rigidité convenable.

Dès 1956, MARTIN [3] a essayé des roulements à billes dans l'azote liquide puis dans l'hydrogène liquide [4].

La durée de vie de ces roulements, peu chargés, tournant entre 3 000 tr/mn et 6 000 tr/mn, est en moyenne de 9 heures pour ceux ayant des cages métalliques, et de 20 heures pour ceux ayant des cages non métalliques. Les résultats expérimentaux sont très dispersés, certains roulements ayant duré plus de 100 heures. Le critère choisi pour l'arrêt était un couple de frottement supérieur à 20 m.N. ACCINELLI [5] a également essayé des roulements à billes et à rouleaux, refroidis par de l'hydrogène liquide mais les exigences sur la durée de vie ne dépassaient pas une heure.

Les roulements utilisés étaient soumis à de fortes charges (charge axiale 20 000 N, charge radiale 10 000 N et tournaient à 28 000 tr/mn).

ZARETSKY [6] a étudié des matériaux de cage pour des roulements à billes dans l'hydrogène gazeux à 30°K. Il s'est intéressé au mécanisme de transfert sur les bagues d'un film solide provenant de la cage.

3. SYSTEMES D'ENTRAINEMENT A BASSE TEMPERATURE

Pour assurer l'entraînement en rotation d'une machine, il faut fournir de l'énergie mécanique à un arbre, logé dans l'enceinte froide, à partir d'une source d'énergie électrique, hydraulique ou pneumatique située à l'extérieur de cette enceinte.

Deux types de solution sont possibles :

a) produire de l'énergie mécanique à l'extérieur de l'enceinte froide et l'amener à l'intérieur à travers les différentes isolations. Il faut soit un arbre avec des passages étanches soit un accouplement magnétique. Ces deux procédés comportent des inconvénients : source possible de fuites dans le cas des passages d'arbre, difficulté de transmettre une puissance élevée, à cause de l'entrefer dû aux isolations dans le cas de l'entraînement magnétique, encombrement important dans les deux cas ;

b) produire de l'énergie mécanique à l'intérieur de l'enceinte froide. Les seules traversées à réaliser sont celles de câbles électriques ou de tuyaux amenant un fluide sous pression. Le problème reste celui de la machine : moteur électrique ou turbine.

Nous avons choisi d'étudier un moteur électrique. En effet, il est possible d'en attendre des rendements très supérieurs à celui d'une turbine.

Les données bibliographiques relatives aux moteurs électriques fonctionnant à basse température sont peu nombreuses. Les moteurs essayés sont tous du type asynchrone à cage d'écureuil. La Compagnie Electro-Mécanique [7] a relevé les caractéristiques de fonctionnement à l'azote liquide d'un moteur de 500 W normalement conçu pour la température ambiante. REDMOND [8] a étudié pour la Borg-Warner Corporation un moteur d'environ 1 KW susceptible de fonctionner dans l'hélium liquide : il s'agit d'un moteur à induction de type classique.

Des enroulements supraconducteurs ont été utilisés par BUCHHOLD [9] sur un moteur fournissant 16 W utiles à 4°K et SCHOCH [10] pour un moteur à pôles saillants. Ces deux auteurs ont également utilisé des paliers supraconducteurs.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] KOLODEEV I.D. Cryogenic collectorless magnetoelectric DC motor.
Viniti abstract n° 3926-71.
Prebory teckhnika Eksperimenta,
n° 1, pp.234-235, Janvier-Février 1972.

[2] TANTAM P.H. et HARGREAVES R. Bearing lubrication at low temperatures.
A.I.C.E., vol. 6, pp. 228-235.

[3] MARTIN K.B., JACOBS R.B., HARDY R.J. Performance of pumps with liquefied gases.
A.I.C.E., vol. 2, pp. 295-302, 1956.

[4] MARTIN K.B., JACOBS R.B., HARDY R.J. Operation of bearings and pumps at low temperatures.
A.I.C.E., vol. 3, pp.209-216, 1957.

[5] ACCINELLI J.B., ANDREWS F.X. Effect of nuclear radiation on the performance of liquid hydrogen cooled rolling elements bearings.
Bearing and seal design in nuclear power machinery, pp. 492-503., A.S.M.E., New-York, 1967.

[6] ZARETSKY E.W., SCIBBE H.W., BREWE D.E. Studies of low and high temperature cage materials.
Même publication que [5], pp. 33-51.

[7] FAURE et MOREAU Fonctionnement d'un moteur NOVACEM type 60 dans l'azote liquide.
Rapport CEM ES 348, Novembre 1957.

[8] REDMOND J.H., BOTT F.W. Design study of in A.C. motor to operate in helium from liquid to gaseous state.
Spacecraft rockets, vol. 5, Septembre 1968, pp. 1065-1069.

[9] BUCHHOLD T.A. Three-phases motor with superconductive bearings.
Cryogenics, August 1965.

[10] SCHOCH K.F. Superconducting cryogenic motor.
A.I.C.E., vol. 6, pp. 65-72, 1961.

CHAPITRE 2

APPAREILLAGE

Il se compose d'un cryostat contenant l'hydrogène liquide dans lequel est disposée la cellule d'essai et d'un cryogénérateur recondensant l'hydrogène vaporisé par les pertes thermiques.

Nous décrivons successivement la partie cryogénique : cryostat, cryogénérateur, accessoires, et la partie mécanique : cellule d'essais, moyens de mesures, dispositif de soutien et d'entraînement.

1. APPAREILLAGE CRYOGENIQUE

1.1. Cryostat

Le cryostat (Fig. 2-1) a été conçu pour supporter une pression de quelques bars et permettre un démontage rapide de la cellule d'essai.

Il se compose de deux cylindres concentriques en acier inoxydable (Z03 CN 18/10) fermés à leurs parties inférieures par un fond hémisphérique et à leurs parties supérieures par un couvercle démontable.

L'isolation thermique est faite par une garde de vide entre les deux cylindres, renforcée par cinquante couches de super-isolant. Les pertes par conduction dans la paroi sont, si l'on maintient le bain d'hydrogène à 0,8 m du sommet de l'ordre de 4 W ce qui vaporise 0,5 litre de liquide à l'heure.

Le couvercle (Fig.2-2) est en deux parties : une partie A fixée directement sur le cryostat et une partie B démontable qui supporte l'ensemble plongé dans le cryostat et qui est fixée sur la précédente.

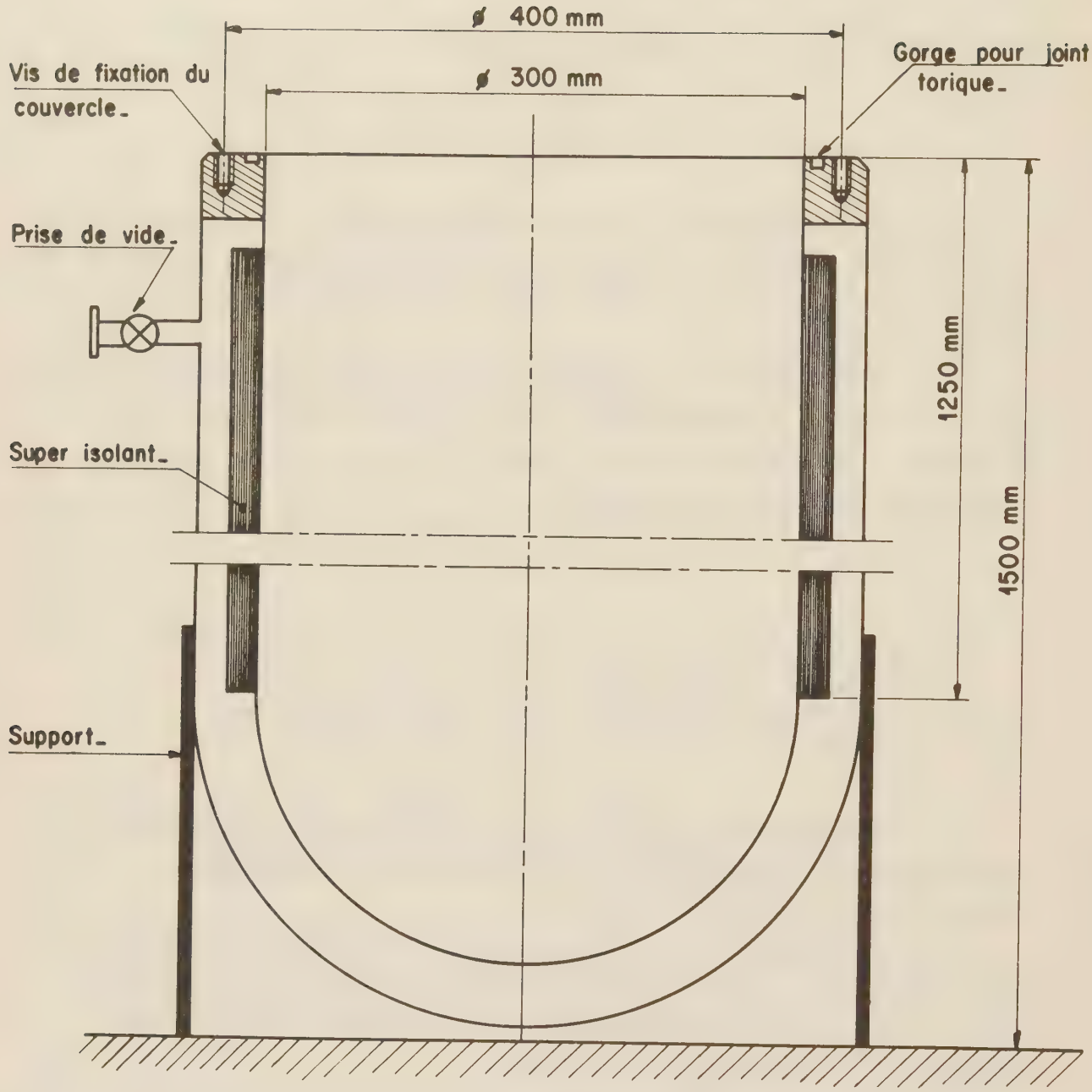


Fig: 2-1_ Schéma du cryostat_

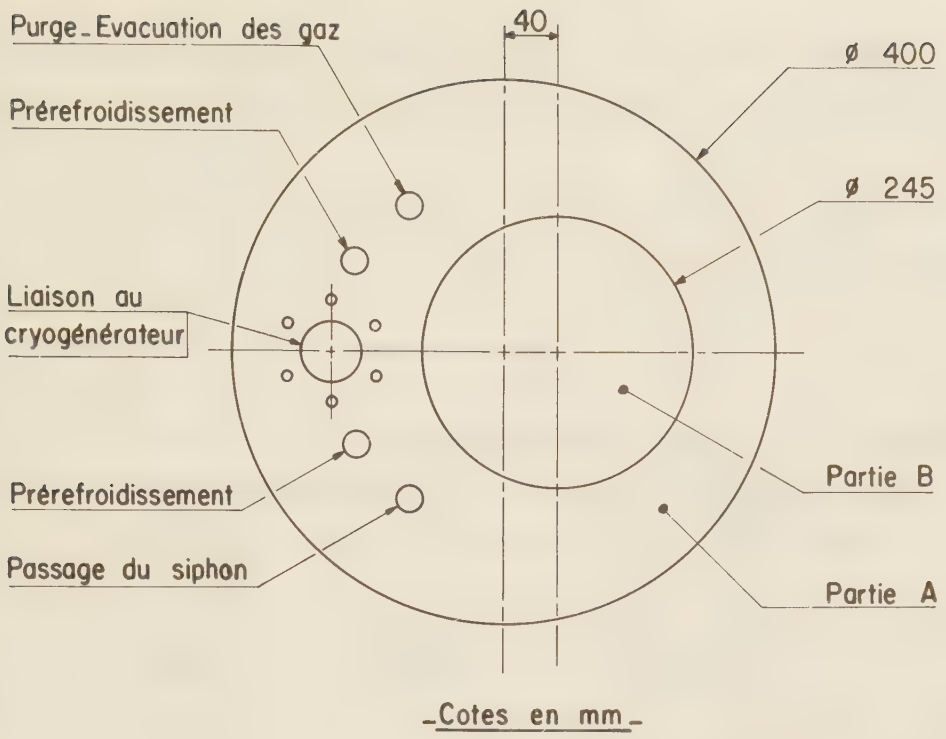


Fig: 2-2 _ Couvercle du cryostat _

La partie fixe A supporte tous les passages cryogéniques : liaison au cryogénérateur, siphons, jauges de niveaux, prise de vide, évacuation des gaz, tuyaux de purge et de prérefroidissement à l'azote liquide. Elle est fixée sur le cryostat par une couronne de boulons (12 Ø 8 sur Ø 360), l'étanchéité étant assurée par un joint torique.

Un circuit de prérefroidissement du cryostat à l'azote liquide a été monté (Fig. 2-3) pour permettre l'économie d'environ 20 litres d'hydrogène liquide lors de la mise en froid, mais les joints d'étanchéités supplémentaires qu'il nécessite se sont avérés être à l'origine de fuites. Ce circuit a été supprimé dès les premiers mois d'expériences.

1.2. Cryogénérateur

Pour maintenir le niveau du bain d'hydrogène, il est nécessaire de compenser les pertes thermiques par un

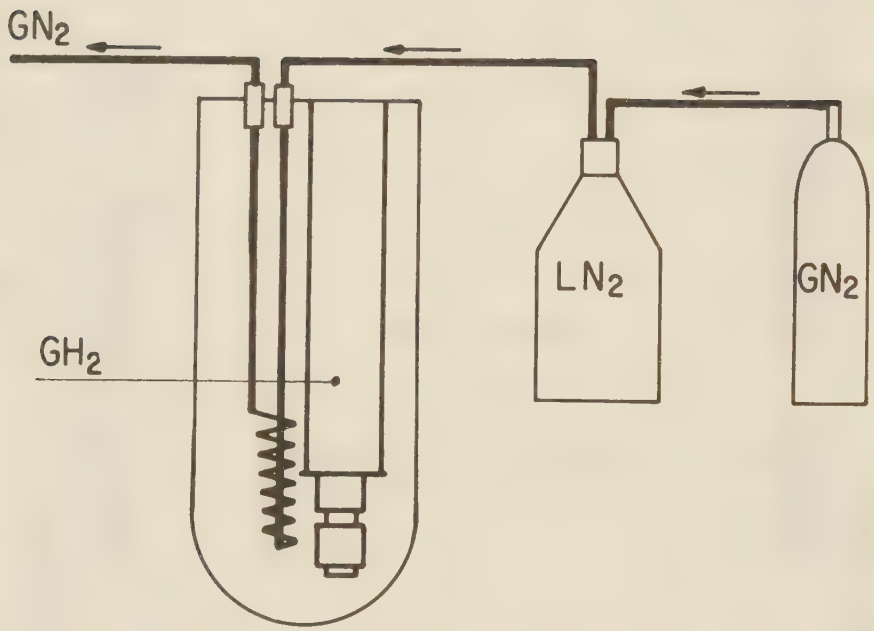


Fig:2-3_Schéma du système de prérefroidissement par circulation d'azote liquide_

apport de frigories. Deux solutions sont possibles :

. soit une alimentation automatique à partir d'un réservoir de liquide,

. soit une recondensation des vapeurs par un cryogénérateur.

La première solution nécessite un remplacement fréquent des vases de stockage d'H_2L et donc des manipulations qui augmentent les risques d'entrée d'air dans le cryostat.

L'emploi du cryogénérateur permet de travailler avec un circuit fermé qui limite les risques de pollution de l'hydrogène par un gaz étranger. Nous avons donc choisi cette dernière solution.

L'appareil utilisé (recondenseur PHILIPS PPH 110) peut compenser 60 W de pertes thermiques, c'est-à-dire recondenser environ 5 litres d'hydrogène à l'heure sous une pression voisine de la pression atmosphérique. Il est relié au cryostat (Fig. 2-4) grâce à un raccord prolongeant le vide d'isolement jusque dans le cryostat (Fig. 2-5).

Régulation de la puissance frigorifique fournie :

Les pertes thermiques sont q calories par seconde et le cryogénérateur fournit Q frigories par seconde. Pour équilibrer le bilan thermique du système, il faut fournir une quantité q' de chaleur telle que :

$$Q = q + \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} q' \, dt$$

t et τ étant des temps

Si la puissance frigorifique fournie par le cryogénérateur est supérieure aux pertes, la température et la pression décroissent. La pression p_c dans le cryostat est comparée à une pression de référence p_r sur un manostat à seuil. Si $p_c < p_r$ nous diminuons la puissance frigorifique du cryogénérateur en chauffant la tête.

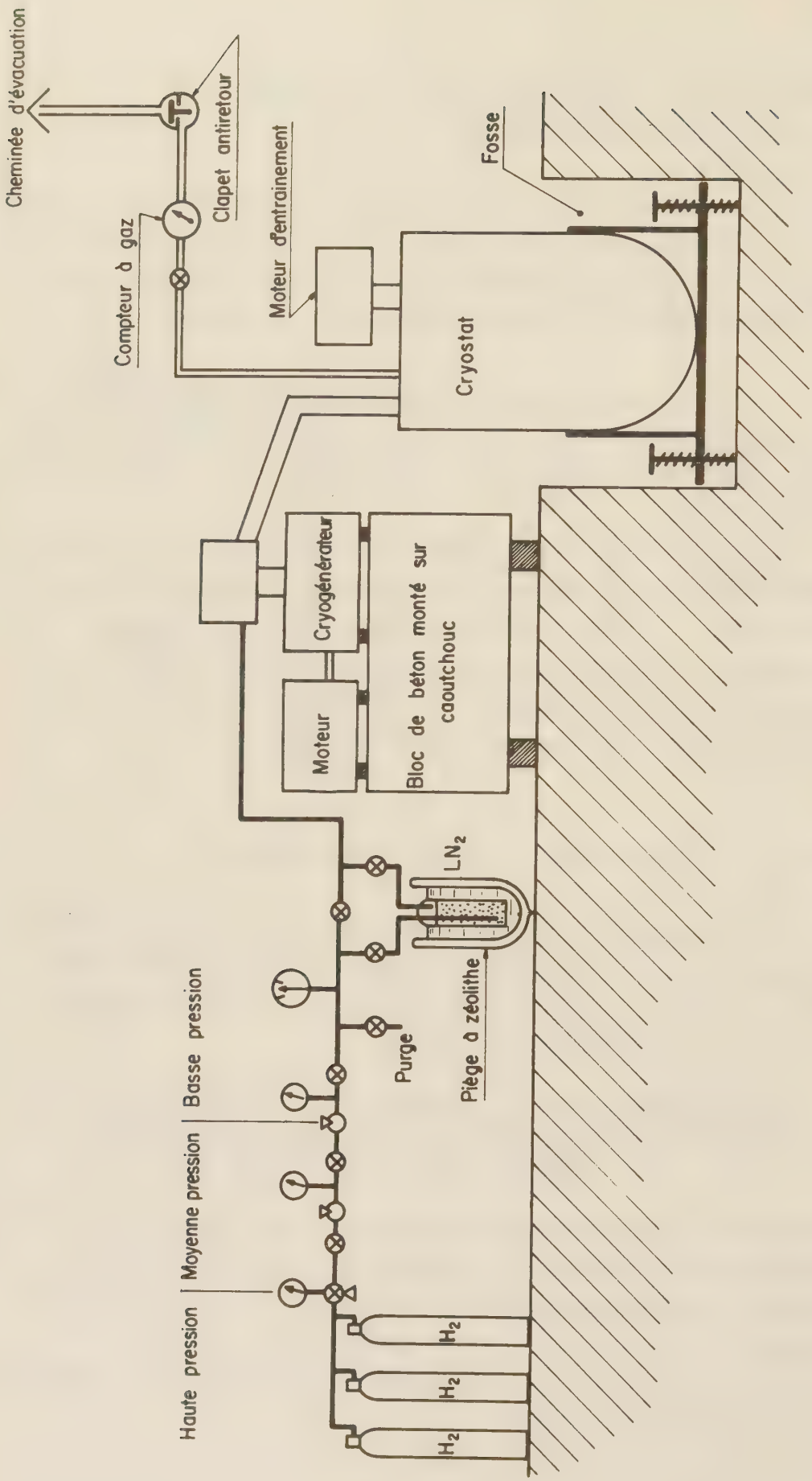


Fig:2-4-Schéma du circuit hydrogène du cryogénérateur-

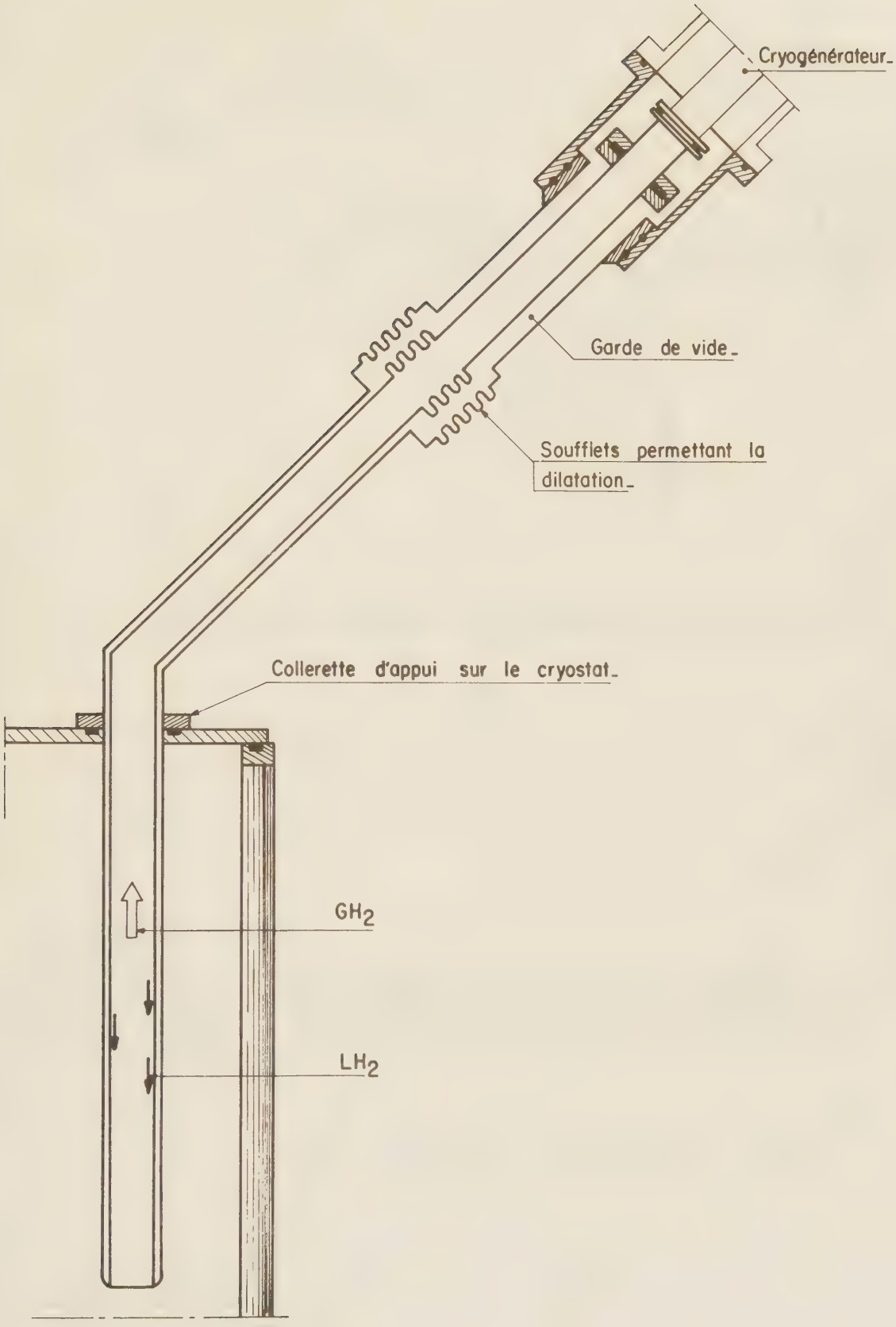


Fig:2-5_ Raccord Cryostat – Cryogénérateur_

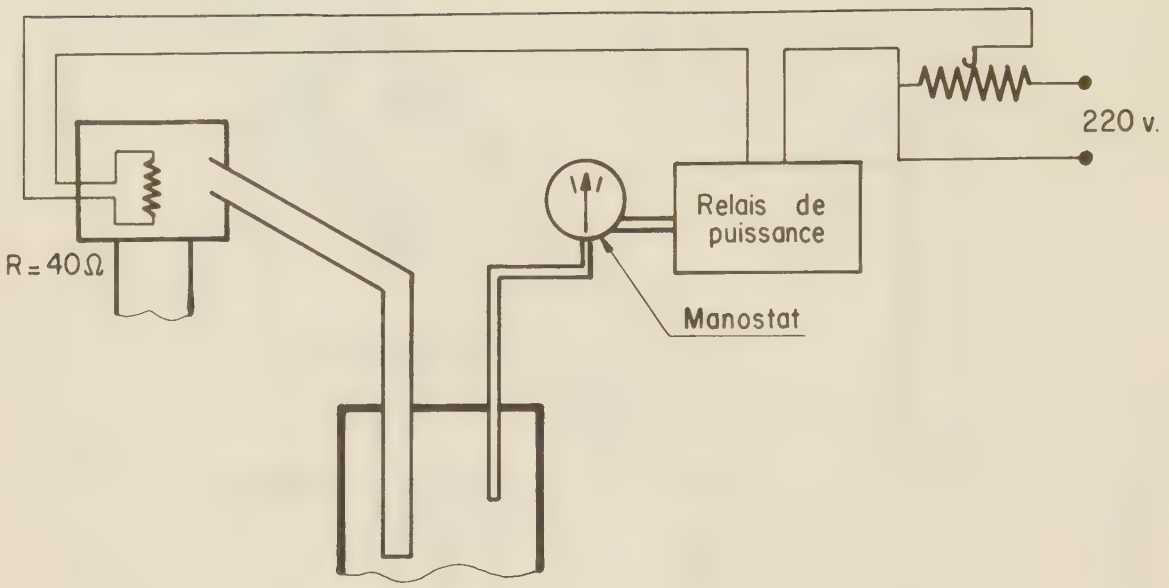


Fig: 2-6 _ Schéma du système de régulation du chauffage _

Cette régulation fait varier la puissance frigorifique (Fig. 2-7) et la pression sur le bain comme indiqué Fig.2-8.

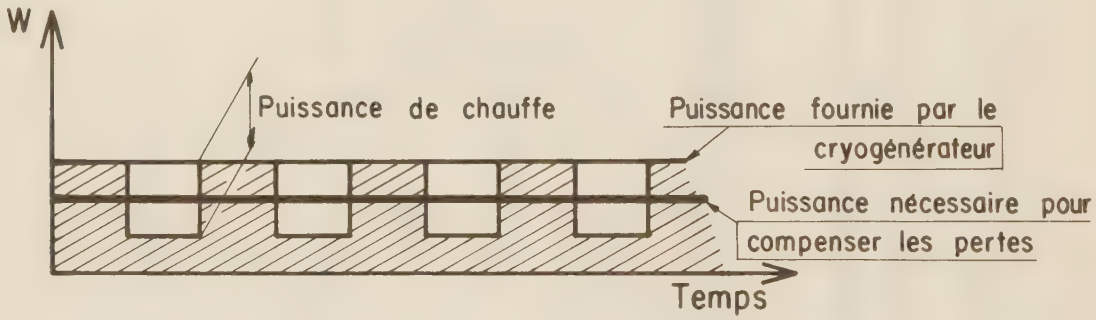


Fig: 2-7 _ Diagramme Puissances - Temps _

En pratique, nous régulons dans un intervalle de pression de 0,07 bar, ce qui correspond à une variation de température de l'ordre de 0,2°K (Fig. 2-9). Ceci est tout à fait acceptable dans notre expérience.

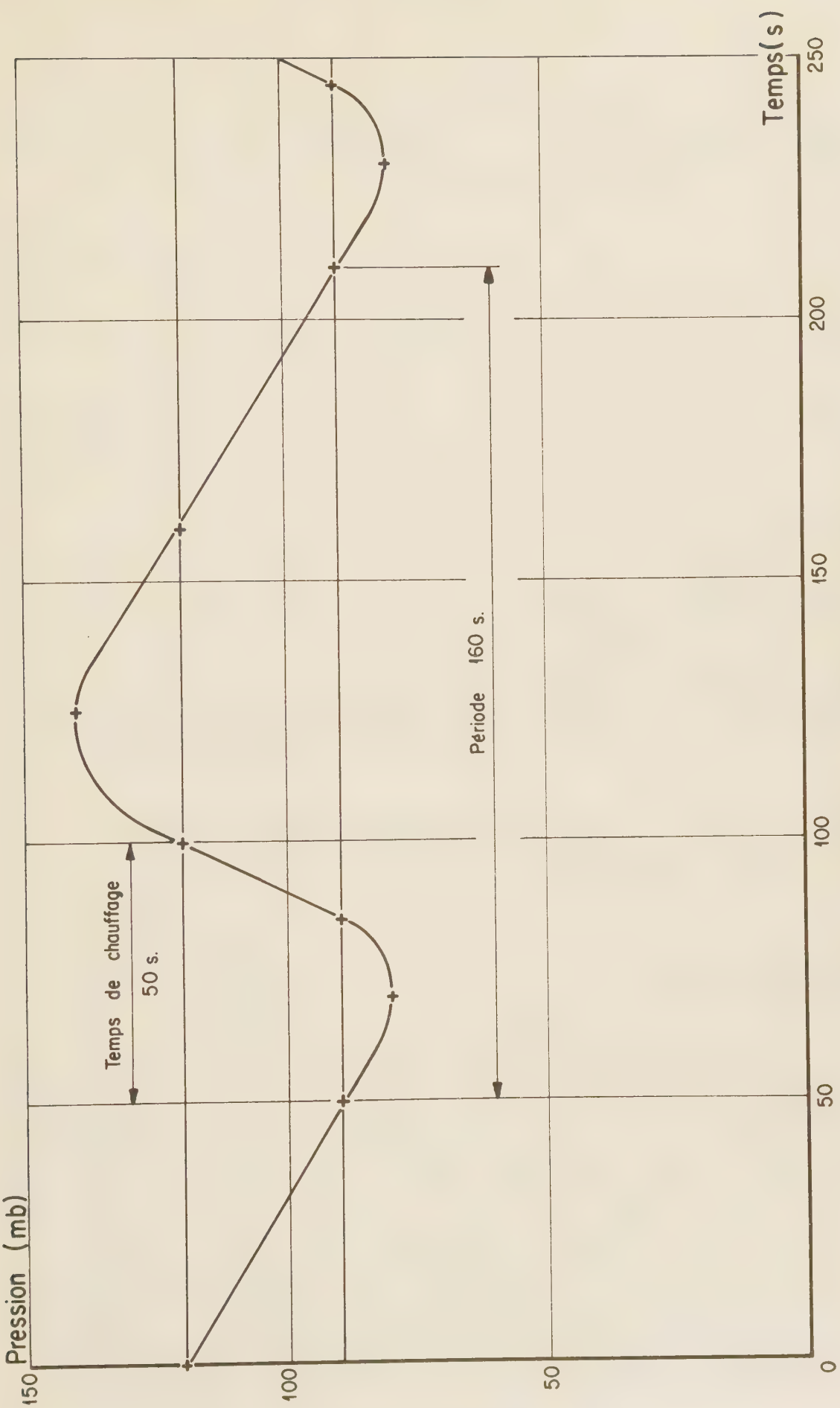


Fig:2-8_Diagramme Pression – Temps–

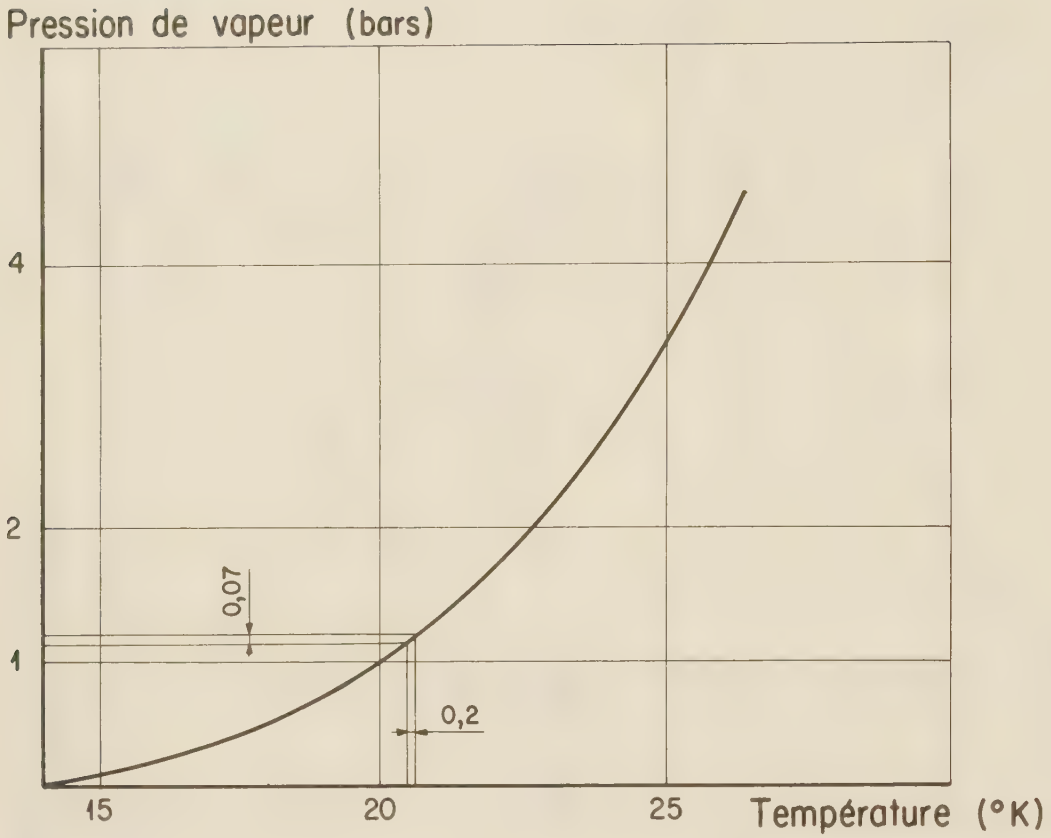


Fig:2-9_Pression de vapeur de l'hydrogène liquide en fonction de la température_

Travail en liquéfacteur :

Le cryogénérateur peut également liquéfier l'hydrogène. A partir d'une rampe de bouteilles de 10 m^3 TPN d'hydrogène U, il peut produire environ 60 litres d'hydrogène liquide, quantité supérieure à celle nécessaire pour immerger la cellule d'essai.

Pour cette opération, nous avons disposé sur le circuit un piège à zéolithe refroidi à l'azote liquide (Fig. 2-4). L'emploi en liquéfacteur n'a été qu'occasionnel, car il est possible d'acheter l'hydrogène liquide. L'hydrogène gazeux utilisé dans ce cas est du type U (99,995 % H_2,

$O_2 < 5$ ppm, $H_2O < 5$ ppm), sa grande pureté évite les bouchages du circuit à basse température.

1.3. Accessoires et mesures

1.3.1. Contrôle des températures dans le cryostat

Le support fixé sur le chapeau B du cryostat est équipé de thermocouples platine/constantan choisis pour la bonne sensibilité dans la gamme de températures de 20°K à 273°K (7,5 μV/°K à 20°K et 33 μV/°K à 273°K, Fig. 2-10).

Les thermocouples sont fixés sur un des tubes de suspension, à des intervalles de 10 cm. Le branchement (Fig. 2-11) permet de connaître les écarts de températures entre : le point 1 et les points 2 à 10 et entre le point 1 et un point de référence extérieur au cryostat. Ce point de référence peut être soit à la température de l'azote liquide ou à celle de la glace fondante.

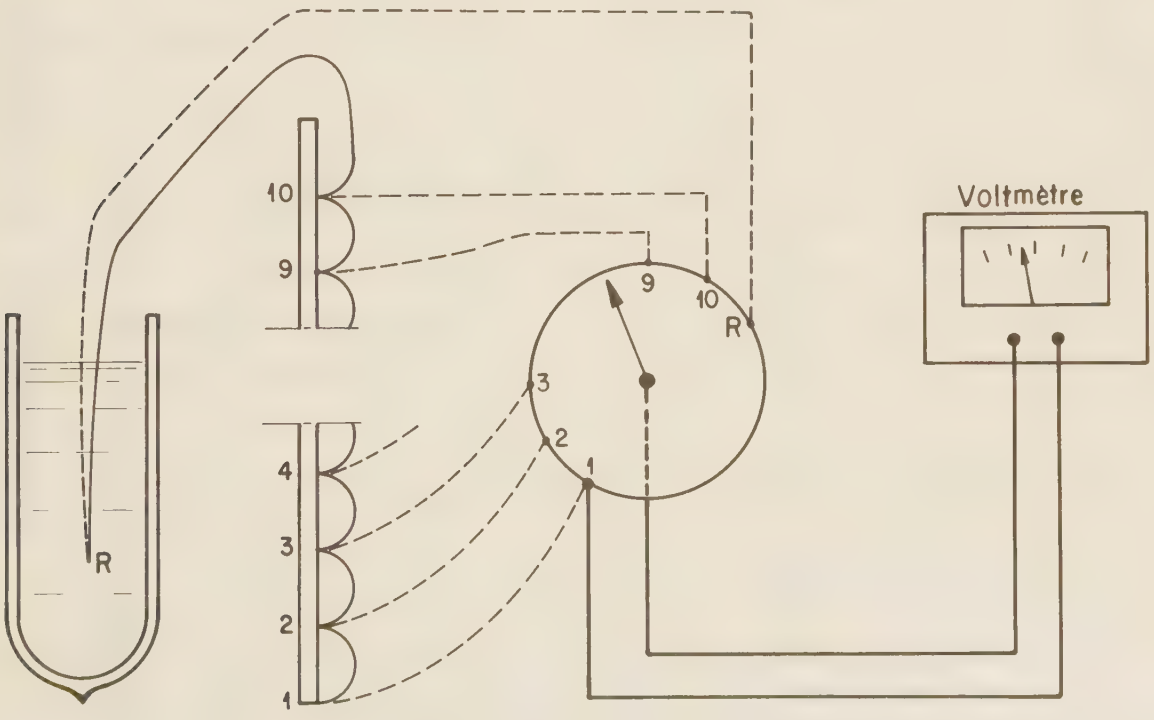


Fig: 2-11 _ Branchement des thermocouples_

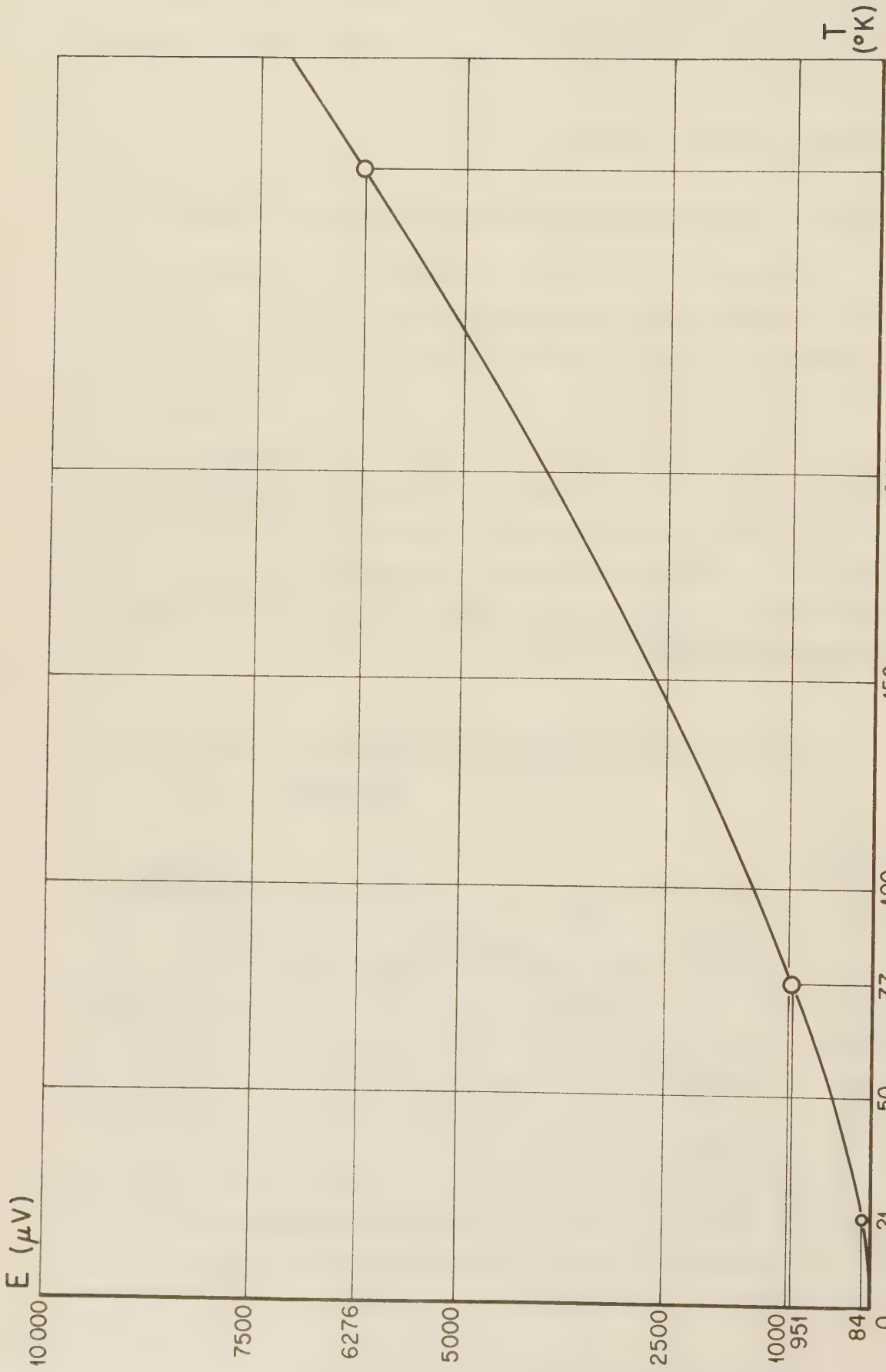


Fig:2-10_ Pouvoir thermoélectrique du couple Platine – Constantan_

1.3.2. Contrôle de niveau d'hydrogène liquide

Le niveau d'hydrogène liquide est détecté par une jauge coulissante plongeant dans le cryostat.

Le détecteur est une diode alimentée à un courant constant (quelques milliampères). Toute augmentation de la tension aux bornes de cette diode traduit une augmentation de la résistance et indique que la jauge ne baigne plus dans le liquide [1].

1.3.3. Evacuation des gaz

Plusieurs systèmes d'évacuation de gaz sont prévus sur le montage : deux systèmes d'évacuation automatiques en cas de montée en pression, un pour la vidange normale et un pour faire le vide sur le circuit hydrogène.

Les deux systèmes automatiques sont constitués par des soupapes : l'une à très fort débit (Ø 50) sur la tête du cryogénérateur et tarée à 25 bars, l'autre sur le cryostat et tarée à 0,35 bar.

Ces deux soupapes, dont le fonctionnement est accidentel, laissent l'hydrogène s'échapper dans la pièce. Elles sont surmontées d'un détecteur d'hydrogène qui déclenche une alarme lumineuse dans le local de mesures.

Une tuyauterie assure l'évacuation des gaz froids en fin de manipulation. Les vapeurs d'hydrogène, encore froides, passent dans un échangeur à eau pour être ramenées à la température ambiante. Un compteur à gaz donne le volume approximatif évacué. Le système se termine, à l'extérieur du bâtiment, par un clapet anti-retour.

Le quatrième système sert à purger l'ensemble du circuit hydrogène en début et en fin de manipulation.

En début de manipulation, il importe d'avoir dans le système de l'hydrogène très pur pour éviter tout bouchon provenant d'un gaz à point d'ébullition plus élevé que 20°K. De même en fin de manipulation, il importe d'être assuré que le système ne contient plus d'hydrogène avant de l'ouvrir à l'air libre.

1.3.4. Passages électriques

Les amenées de courant dans le cryostat, pour les circuits de puissance ou de mesures, sont réalisées par des passages électriques étanches (Fig. 2-12).

Un joint plat ou torique assure l'étanchéité entre le corps du passage et le cryostat. L'étanchéité interne de la prise peut être renforcée en la noyant d'araldite.

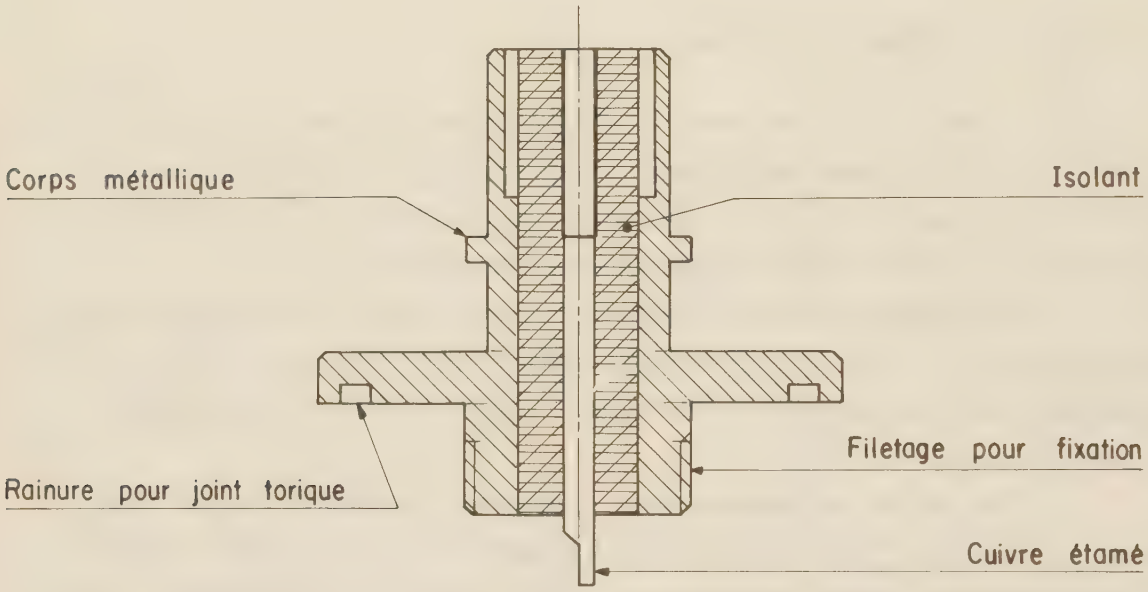


Fig: 2 - 12 _ Passage électrique étanche pour fils coaxiaux _

2. APPAREILLAGE MECANIQUE

2.1. Cellule d'essai

La cellule d'essai (Fig.2-13) se compose essentiellement de 2 parties :

. le boîtier supérieur, solidaire du cryostat sert de support à l'arbre,

. le boîtier inférieur, flottant, forme la partie active de la cellule : c'est sur les deux roulements qu'il comporte

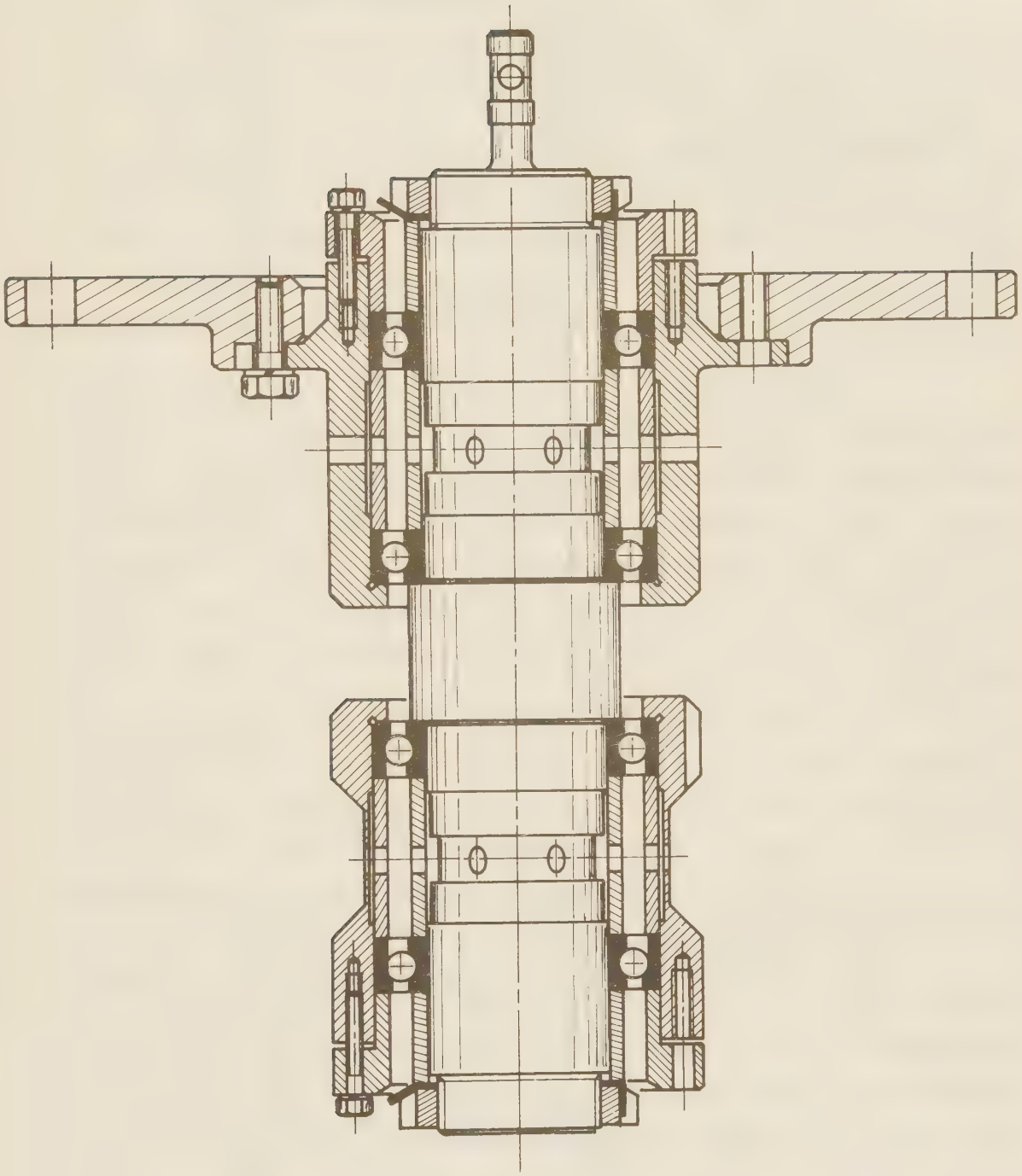


Fig:2-13_ Broche d'essai_

que sont faites les mesures de vitesse de cage et de couple de frottement.

Dans chaque boîtier se trouvent deux roulements à contact oblique montés en opposition. La précharge axiale est assurée par des entretoises portant sur les bagues intérieures et extérieures (annexe B). Chaque boîtier (Fig. 2-14a et 2-14b) est largement ajouré pour permettre la libre circulation de l'hydrogène. De même l'arbre (Fig. 2-15) est creux et percé pour permettre la circulation du liquide et pour diminuer la masse d'acier à refroidir lors de la mise en froid de l'installation. Il est muni, à sa partie supérieure, d'un téton permettant son entraînement.

Les deux boîtiers et l'arbre sont en acier Z100CD17. Cette nuance d'acier inoxydable a été choisie car elle possède de bonnes propriétés mécaniques à basse température. En outre, c'est la nuance d'acier qui constitue les bagues de la plupart des roulements essayés : cette similitude de matériau élimine les dilatations différentielles entre 293°K et 20°K de telle sorte que le jeu ou le serrage reste le même quelle que soit la température.

Les deux boîtiers sont usinés à la cote 62H3 pour l'alésage ce qui représente un diamètre compris entre 60,000 et 60,004 mm. Le diamètre des portées de l'arbre est 42h3 , c'est-à-dire compris entre 40,000 et 39,997 mm.

Ces pièces sont traitées pour avoir une dureté supérieure à 65 Rockwell, puis finies à la meule.

Cet usinage soigné et cette grande dureté se sont révélés utiles car l'ensemble a été soumis à de nombreux démontages et s'est parfaitement comporté, sans accuser de déformations. Nous avons pu le constater car, avant chaque remontage, nous avons vérifié la géométrie de ces pièces.

2.2. Mesures

Les mesures effectuées au niveau de la cellule d'essai sont :

. mesure de vitesse de rotation de l'arbre,

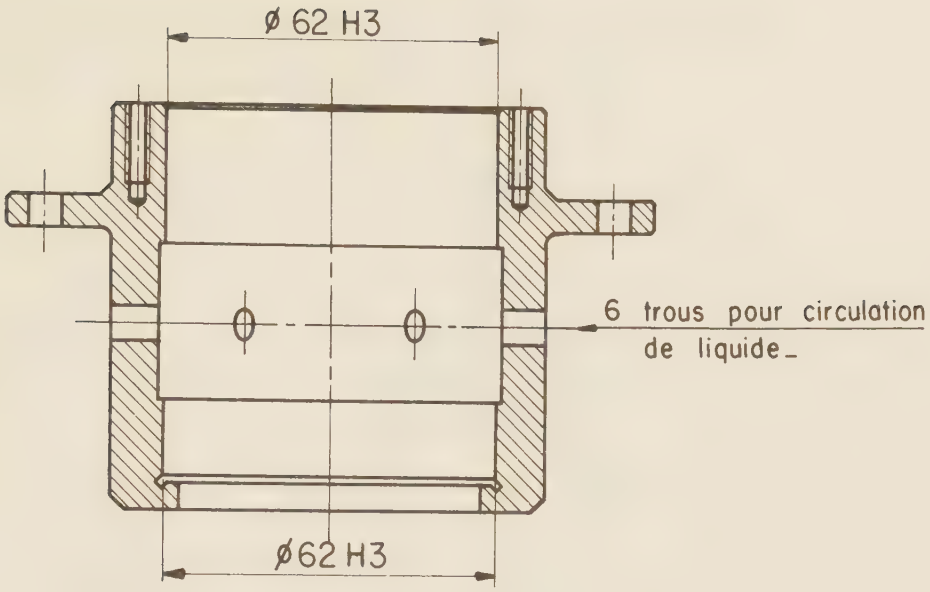


Fig:2-14 a_Boîtier supérieur_

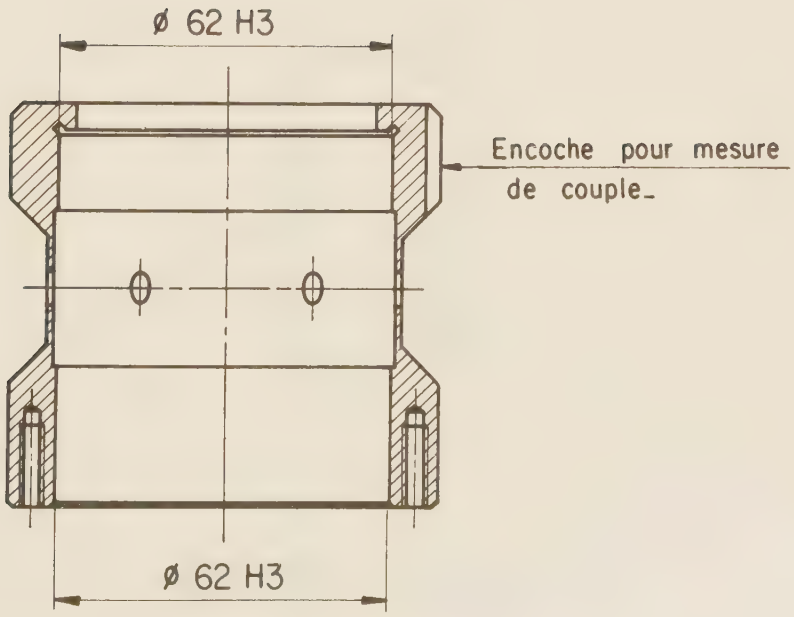


Fig:2-14 b_Boîtier inférieur_

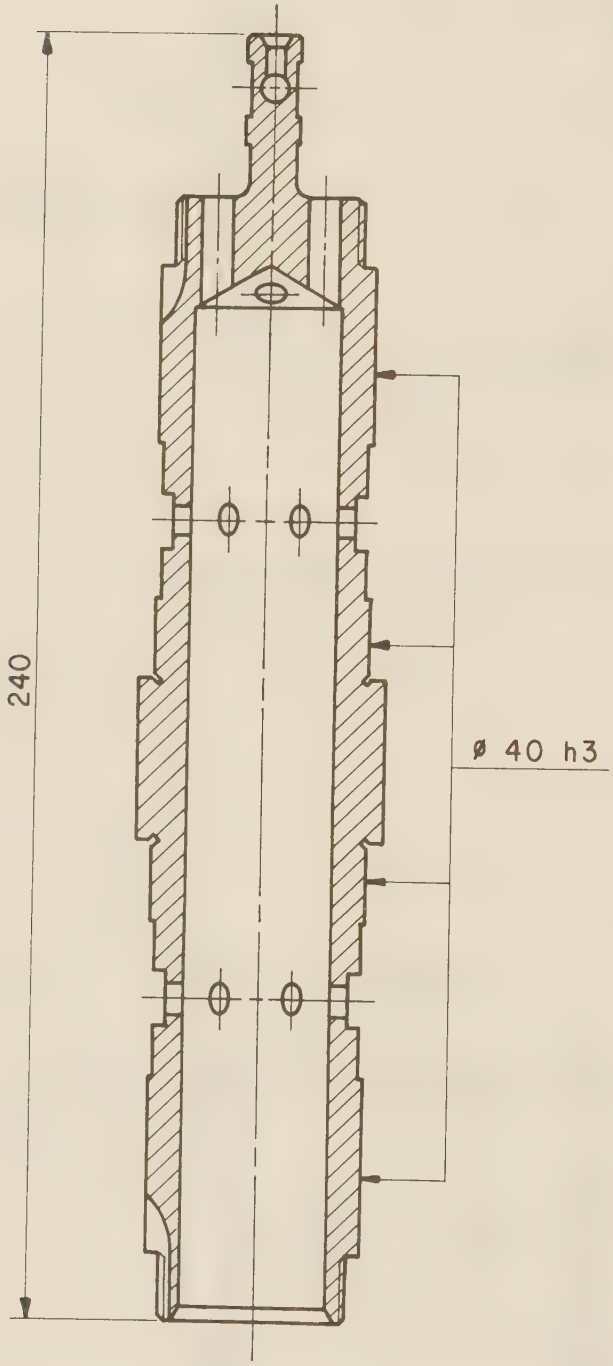


Fig:2-15_Arbre de broche_

. mesure de la vitesse de rotation des bagues,
. mesure du couple de frottement.

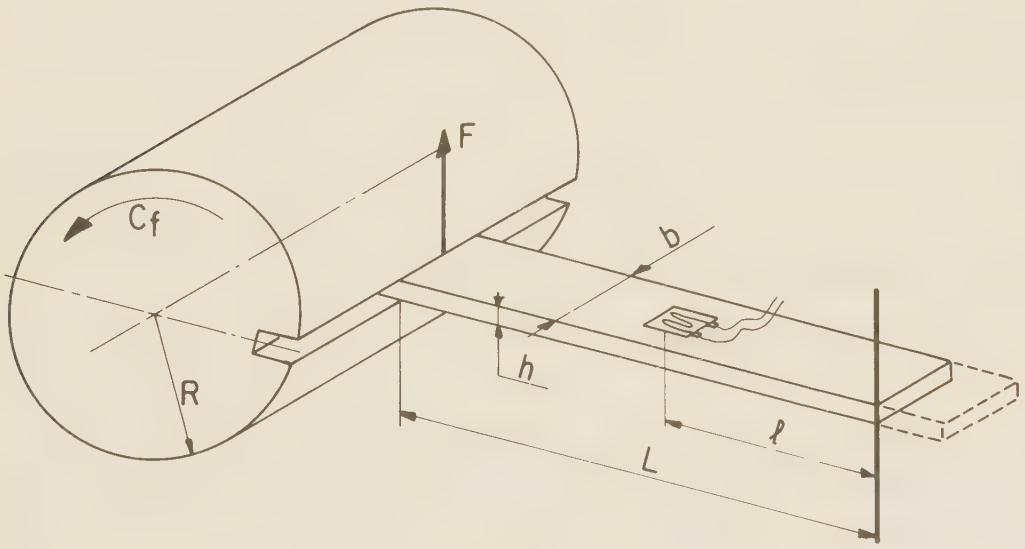
2.2.1. Mesure des vitesses de rotation

Les vitesses de rotation de l'arbre et de la cage sont mesurées par un capteur électrostatique de notre fabrication. Ce capteur est décrit dans l'annexe A.

2.2.2. Mesure du couple de frottement

Le boîtier inférieur étant monté flottant sur l'arbre, il faut, pour l'immobiliser en rotation, exercer un couple égal au couple de frottement de l'ensemble de deux roulements qui le supportent.

Cette mobilisation est faite à l'aide d'un ressort constitué par une lame d'acier solidaire du boîtier et encastré dans le bâti (Fig. 2-14). Sur cette lame, qui travaille en flexion, sont collées deux jauges de contrainte reliées à un pont de mesure qui permet de mesurer le couple de frottement (Fig. 2-16).



$F = Cf/R$

Fig: 2-16 _ Schéma du système de mesure de couple _

La répartition de la contrainte dans cette lame est la suivante (Fig. 2-17) :

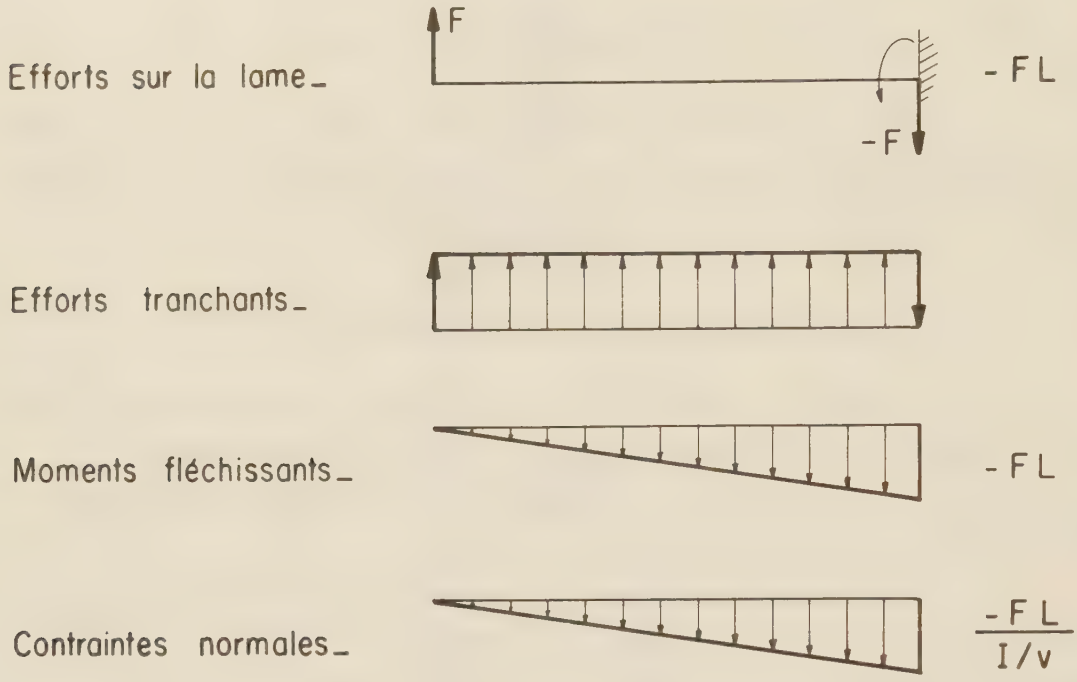


Fig: 2 - 17 _Diagrammes de la lame_

La contrainte sur les jauges, situées à une distance ℓ de l'encastrement, est :

$$\sigma = \frac{-F(L-\ell)}{I/v}$$

en notant l'inertie réduite de la lame :

$$\frac{I}{v} = \frac{b\,h^2}{6}$$

La variation relative de résistance de chaque jauge est :

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{6K\,F(L-\ell)}{E\;b\;h^2}$$

avec :

$K = \frac{\Delta R}{\Delta \ell} \times \frac{\ell_o}{R_o}$ facteur de jauge,

E module d'élasticité du matériau.

Les deux jauges, dont les résistances varient en sens inverse, sont placées dans les branches opposées d'un pont : cette position annule l'influence de température.

2.3. Dispositifs de soutien et d'entraînement

La cellule d'essai est suspendue dans le cryostat par six tirants constitués par des tubes Ø 14/16, long de 1,115 m, disposés sur une couronne de 170 mm de diamètre. Ces tirants sont encastrés dans le couvercle B.

La fréquence propre de résonance en vibration de torsion du bâti comportant les tirants et la cellule d'essai est d'environ 0,3 Hz (annexe D) : cette basse fréquence peut être passée très rapidement lors de la montée en vitesse et n'est pas gênante, les harmoniques n'apparaissent pas.

Les pertes thermiques par conduction, dans les tiges et l'arbre, sont de 4 W lorsque la cellule d'essai est immergée dans le liquide hydrogène.

Le système est entraîné en rotation par un moteur asynchrone plat (LEROY-SOMER) (Fig. 2-18).

Le rotor, équilibré avec l'arbre, est monté sur quatre roulements à contact oblique en opposition. Ce montage assure une bonne rigidité à haute vitesse de rotation.

L'ensemble est monté sur le couvercle B par l'intermédiaire d'une pièce en cuivre munie d'ailettes qui sert d'échangeur thermique. En effet, d'une part le moteur dégage de l'énergie qu'il importe de ne pas transmettre au cryostat mais d'évacuer dans l'atmosphère. D'autre part, le moteur étant arrêté, il faut éviter que les remontées de gaz froids gèlent la graisse des roulements.

Ce moteur, alimenté en fréquence variable, peut tourner jusqu'à 12 000 tr/mn (200 Hz). Sa puissance est de 700 W. Le groupe d'alimentation à fréquence variable peut délivrer 10 KVA sous une tension de 50 à 380 V et à une fréquence de 100 à 400 Hz (Fig. 2-19). Ce groupe est à commande manuelle mais différentes sécurités sont prévues sur l'excitation et la fréquence.

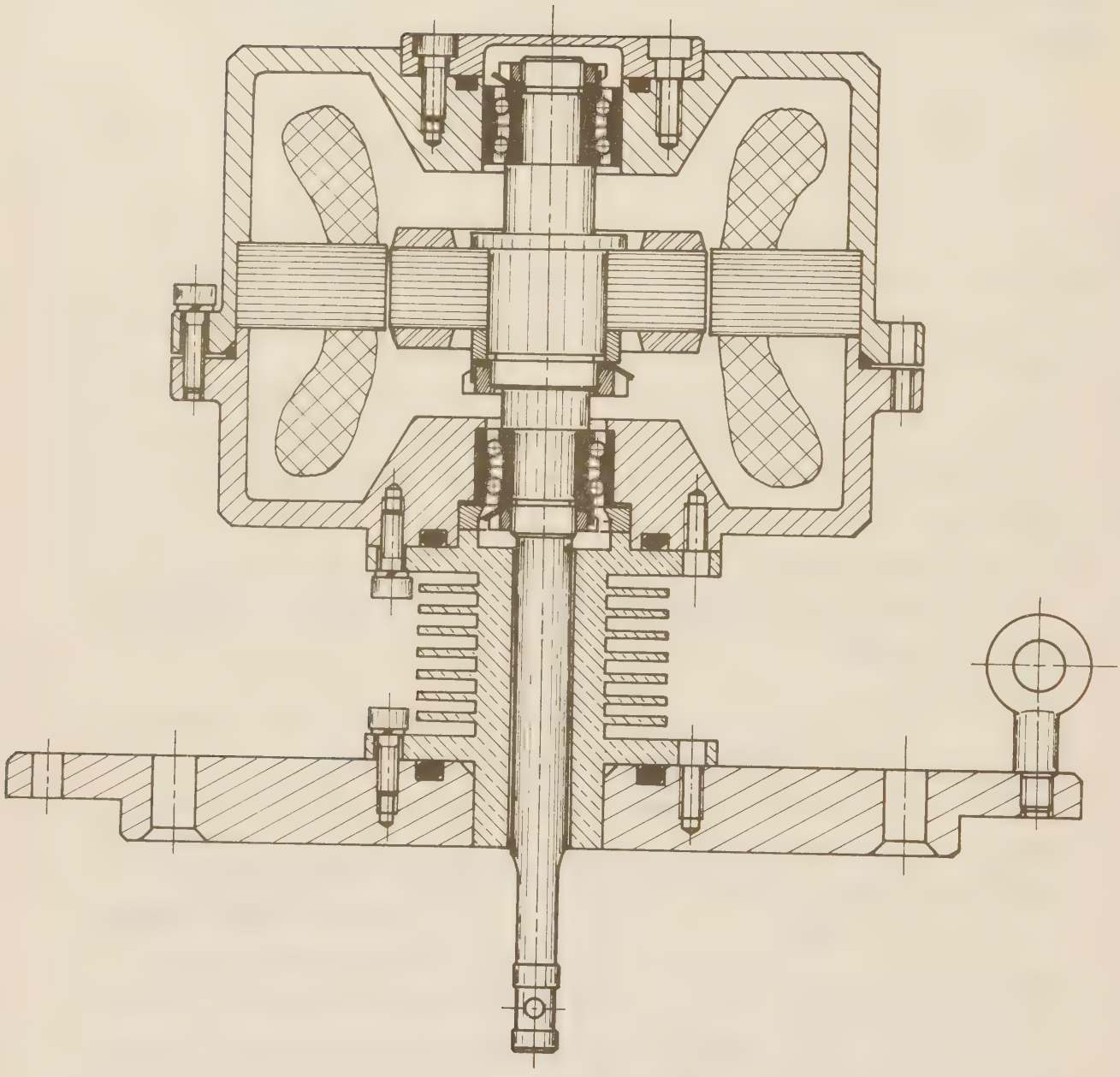


Fig:2-18_Moteur d'entrainement_

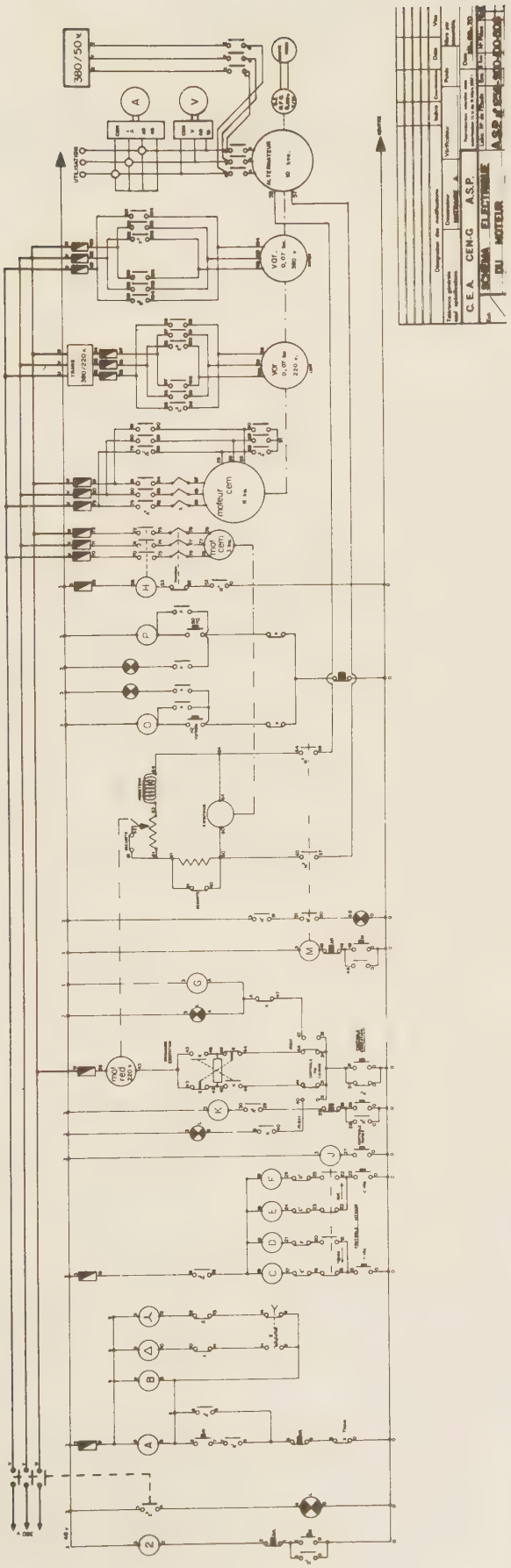


Fig: 2-19_ Schéma du groupe d'alimentation à fréquence variable_

REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE

[1] ZENATTI D. Indicateur de niveau pour gaz liquéfiés.
Note CENG/ASP N° 65-08
Juin 1965.

CHAPITRE 3

EXPERIMENTATION DES PALIERS

1. DONNEES DU PROBLEME

Les deux principales applications de petites machines tournantes fonctionnant dans l'hydrogène liquide sont les pompes de vidange ou de circulation et les électrovannes réglables. Les paliers des pompes centrifuges doivent supporter des vitesses de rotation élevées (6 000 tr/mn) mais des charges axiales ou radiales faibles. Par contre, une électrovanne à moteur tourne plus lentement et a une charge axiale importante.

Nous avons choisi, à priori, d'étudier des roulements pour pompes, c'est-à-dire tournant vite sous de faibles charges. Cette décision prise, il restait trois choix à faire concernant le type du roulement, ses matériaux et ses dimensions.

1.1. Type de roulements

La vitesse élevée nous interdisant les roulements à rouleaux, le type de roulement convenant le mieux est le type à contact oblique (Fig.3-1). Un tel roulement peut supporter des charges axiales et radiales ; monté par paire, en opposition, il peut supporter des charges radiales dans les deux sens.

Fig.3-1 Roulement à contact oblique

Ce type de roulement est facilement démontable, ce qui est un avantage pour effectuer des contrôles en cours d'essai. De plus, il est possible de connaître la géométrie interne de ce roulement avec grande précision et d'apparier des roulements pour former un couple présentant des caractéristiques mécaniques connues. Les avantages et inconvénients de ce type de roulements sont analysés par HARRIS [1], BISSON [2] et DOMAIN [3].

1.2. Matériaux

1.2.1. Bagues et billes

Dans le roulement, les trois parties bagues, billes et cage peuvent être de nature différente. Nous avons choisi de prendre, pour les bagues et les billes, le même acier : cette précaution éliminant les problèmes de dilatation différentielle. Trois aciers pouvaient convenir : le tableau (Fig. 3-2) donne quelques unes de leurs propriétés, dont celles de frottement à basse température qui motiveront notre choix.

Nous n'avons pas de données sur le frottement de ces aciers sur eux-mêmes dans l'hydrogène liquide et l'extrapolation des propriétés, dans ce domaine, est délicate de la température de l'azote à celle de l'hydrogène. En effet, le coefficient de frottement dépend de la nature de la couche superficielle d'oxyde qui recouvre les aciers. Néanmoins, nous avons retenu l'acier Z100CD17 qui, dans l'azote liquide, avait les plus bas coefficient de frottement et taux d'usure.

Le traitement thermique de cet acier est le suivant:

Préchauffe	550°C	1 heure
Austénisation	860°C	0,5 heure
Austénisation	1 025°C	0,15 heure
Refroidissement)		
Fin de refroidissement)	200°C	1 heure
en air calme)		
Détente	150°C	1 heure
Traitement au froid	- 70°C	1 heure
Revenu	450°C	2 heures

Désignation AISI	Désignation AFNOR	Composition						Coeff.de frottement			Re daN/mm²	Coefficient d'usure u*		Dureté HRC
		C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	300°K Air sec	77°K	20°K	300°K Air sec	77°K	20°K	300°K Air sec
304	Z6CN18-10 Austénitique	0,08	2,0	1,0	1,8	1,0	<0,2		0,4		20	12,0		160 HB
52 100	100C6 Martensitique	1,0	0,4	-	1,5	-	<0,2		0,35		50	2,5	6,0	64
440 C	Z100CD17 Martensitique	1,0	0,6	0,35	17	-	0,6	0,41	0,35			6,0	1,7	60

Fig. 3-2 : Aciers pour applications cryogéniques.

u* : Perte par usure en mm^3/h par frottement de l'acier sur lui-même à une vitesse de 12,5 m/s sous une charge de 1 000 g.

Ce traitement (conseillé par les Aciéries Aubert et Duval : fournisseur de cet acier) assure une dureté Rockwell C comprise entre 56 et 60.

Certaines propriétés mécaniques des aciers inoxydables sont décrites par CLAUDET [4].

1.2.2. Cage

La gamme des matériaux susceptibles de convenir pour la cage est beaucoup plus vaste et les données bibliographiques plus rares et moins précises. Le matériau idéal doit :

a) conserver de bonnes propriétés mécaniques à basse température : résistance élastique, ductilité.

b) avoir un coefficient d'usure faible sur l'acier choisi.

c) avoir des propriétés de transfert de film c'est-à-dire pouvoir, par frottement, déposer un film sur l'acier, abaissant le coefficient de frottement.

d) avoir un coefficient de dilatation le moins éloigné possible de celui de l'acier pour éviter les variations trop fortes des jeux dans le roulement.

Les téflons chargés de fibre de verre ou de bronze paraissent convenir. En effet, les expériences de WISANDER [5 et 6] donnent des indications sur l'usure de ces matériaux, frottant sur des aciers (Fig. 3-3).

	Revêtement téflon 2/10 mm	Téflon + 60 % bronze	Téflon + 40 % fibre de verre
Usure en mm^3/h Vitesse 12,5 m/s Charge 1 000 g T° 77°K	0,01	0,30	0,17

Fig. 3-3

Dans un premier stade, nous avons choisi d'essayer des cages en téflon chargé de bronze ou de fibre de verre

avec des bagues non revêtues de téflon.

Un matériau type polyimide semble également pouvoir convenir.

D'autres renseignements sur les propriétés des matériaux à basse température ont été donnés dans WIGLEY [7] et COMTE [8].

1.3. Dimensions

Les dimensions géométriques d'un roulement à billes peuvent être séparées en deux groupes définissant l'un la géométrie externe du roulement, l'autre sa géométrie interne (Fig. 3-4).

La géométrie externe caractérise l'encombrement du roulement : diamètres intérieur et extérieur, largeur.

La géométrie interne comprend le nombre de billes, leur diamètre, leurs angles de contact sur les deux bagues et les quatre rayons de courbure des bagues.

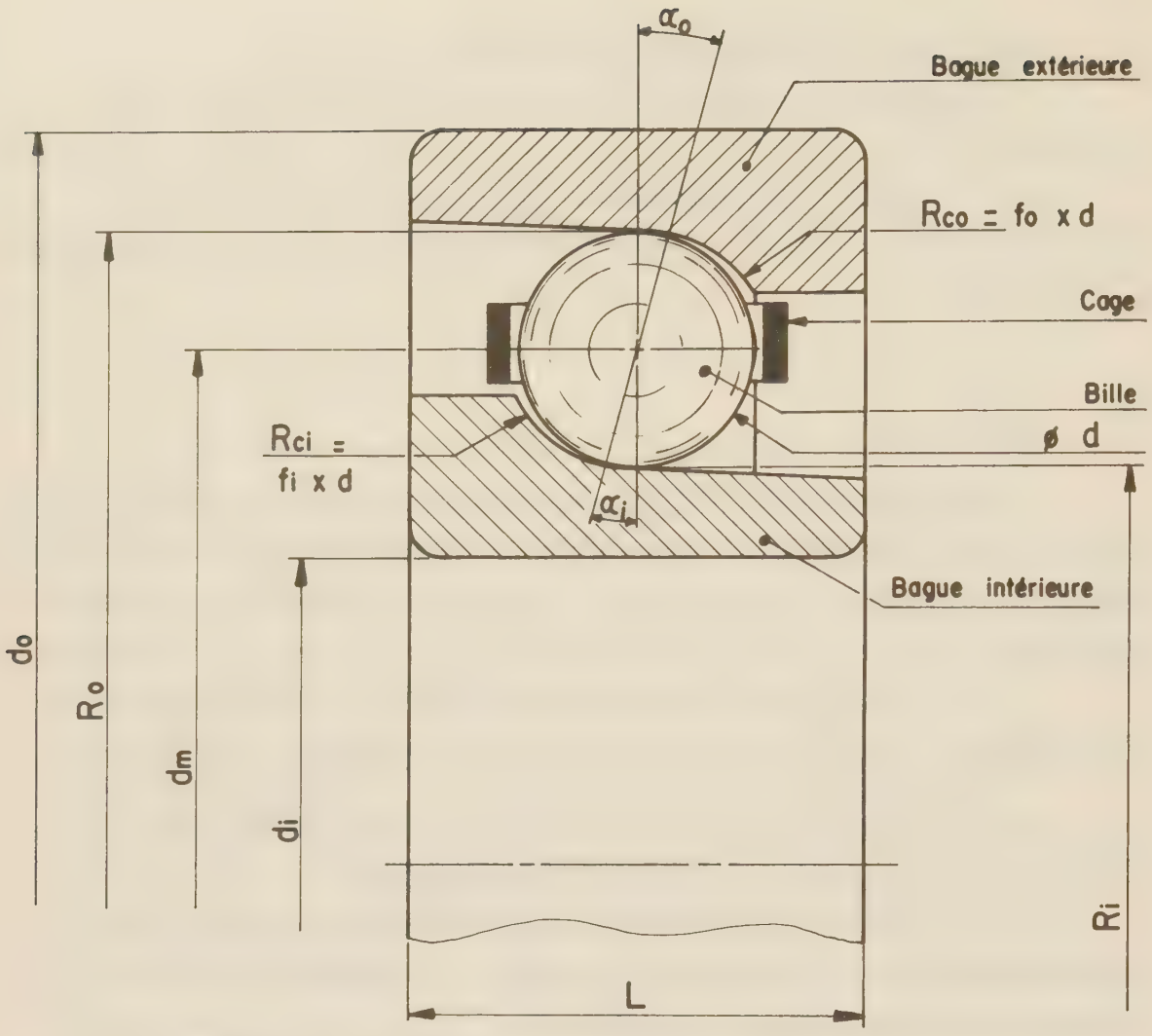
Ces derniers paramètres permettent le calcul des contraintes et des déformations dans le roulement pour un système de charges donné (annexe B).

Les faibles charges nous conduisent à adopter un roulement de la série "ultra-légère".

do	= 62 mm	dm	= 51 mm
di	= 40 mm	L	= 12 mm

Le diamètre des billes est de 7,144 mm soit 9/32 de pouce.

Sur un diamètre moyen de 51 mm, il est théoriquement possible de loger 22 billes. En réalité, le nombre maximum de billes qu'il nous a été possible d'utiliser est de 19. En effet, il faut laisser une épaisseur minimale sur les pontets de la cage (Fig. 3-5 et 3-6).



d_o _ Diamètre extérieur _

d_i _ Diamètre intérieur _

d_m _ Diamètre moyen _

d _ Diamètre de la bille _

L _ Largeur _

α _ Angle de contact _

R_{co} _ Rayon de courbure transversal de la bague extérieure _

R_{ci} _ Rayon de courbure transversal de la bague intérieure _

R_o _ Rayon de courbure normal de la bague extérieure _

R_i _ Rayon de courbure normal de la bague intérieure _

Z _ Nombre de billes _

Fig: 3-4 _ Roulement à contact oblique _

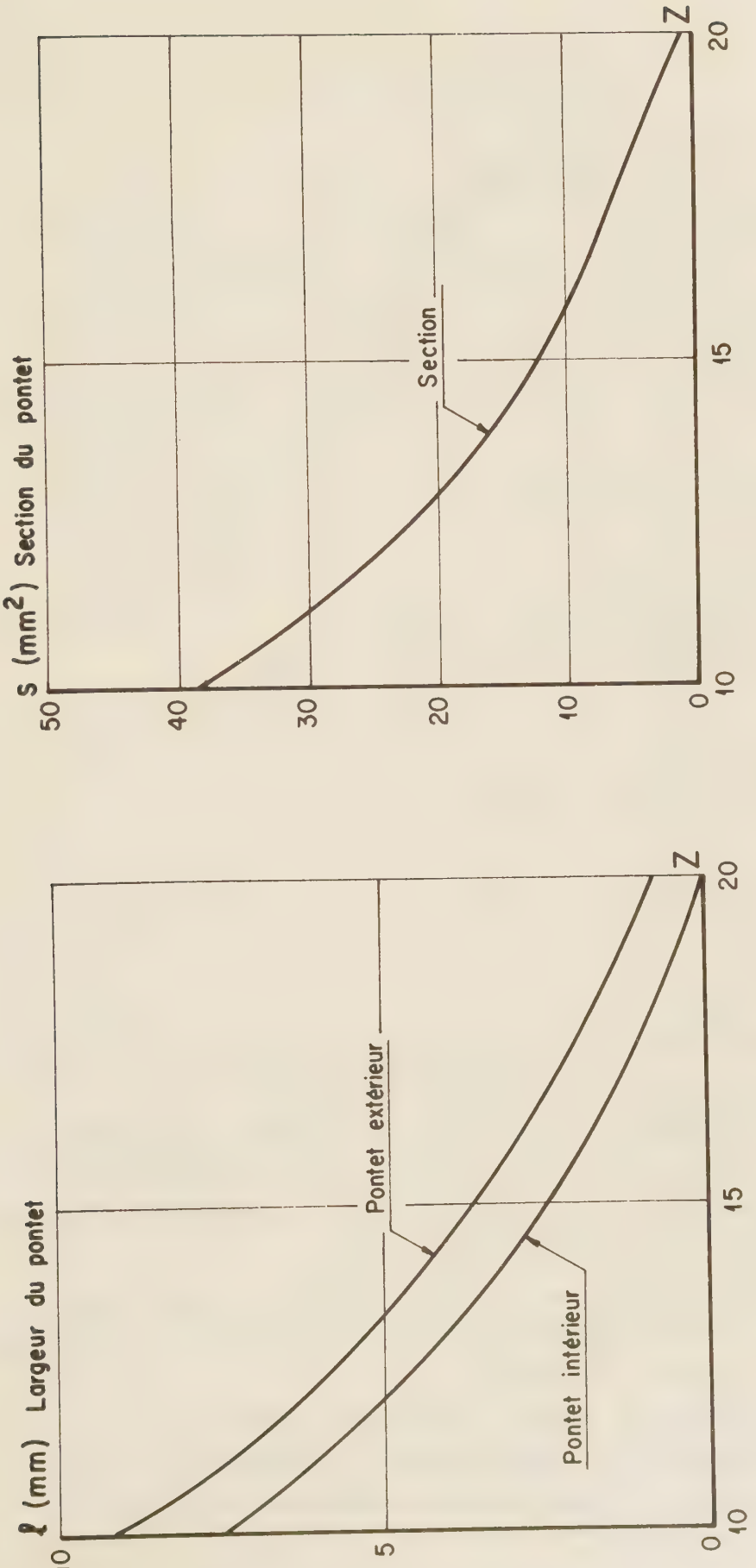


Fig: 3-5 _Section et Largeur des pontets de la cage en fonction du nombre de billes-

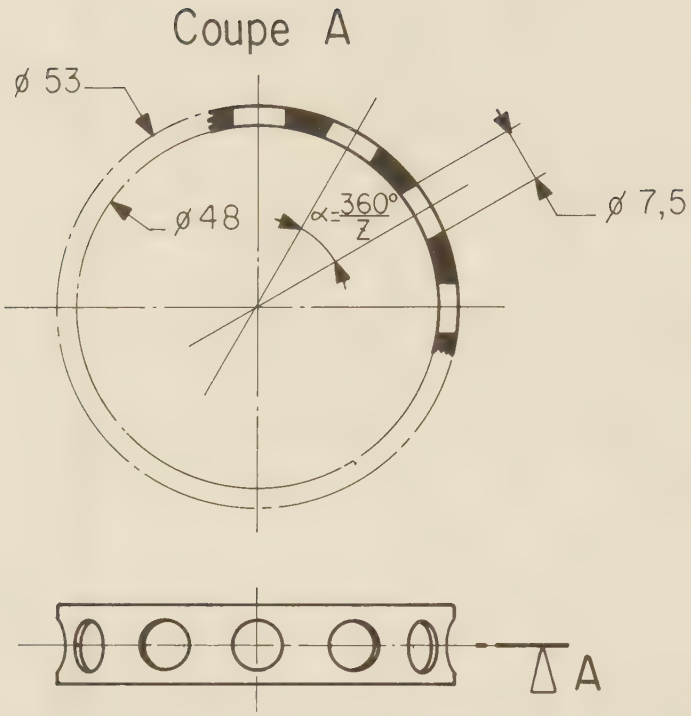


Fig: 3-6 _ Cage.

2. ESSAIS EFFECTUES

Les roulements fabriqués par la S.N.R. ont été essayés sur le montage décrit au chapitre 2.

De grandes précautions de montages ont dû être prises. Les boîtiers et les arbres ont été dégraissés à l'éther de pétrole, les roulements ont été nettoyés en usine et transportés sous sachets étanches.

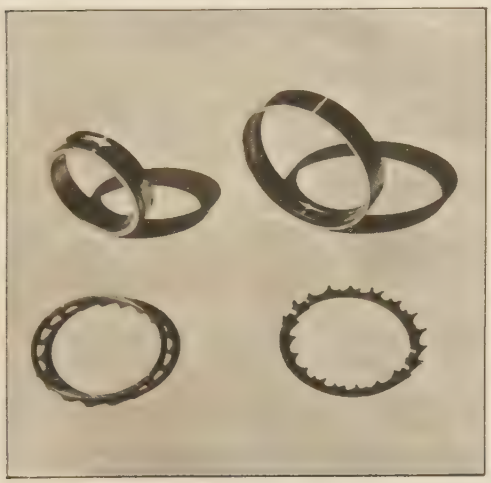
Plusieurs purges (vide primaire et remplissage à l'hydrogène) ont été effectuées avant la mise en froid pour éliminer les traces d'humidité.

Les comptes rendus des essais font l'objet de publications séparées [10 à 12]. Nous ne donnerons ici qu'un tableau récapitulatif des essais effectués (Fig.3-7) et quelques conclusions.

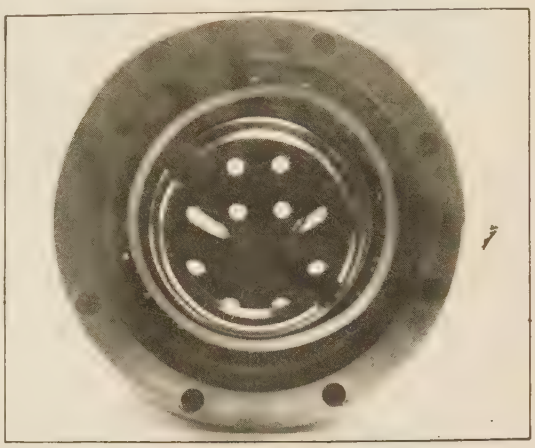
N° de l'essai	Nature de la cage	Nbre de billes	Produit NDm $\times 10^{-3}$	Durée heure	Cause de l'arrêt
1	Polyimide Imidur 12	19	145	0,2	Déformation de la cage Rupture des pontets.
2	PTFE + 60 % de bronze	19	78	0,2	Déformation de la cage Rupture des pontets.
3	PTFE + 60 % de bronze	19	78	2	Déformation de la cage
4	PTFE + 25 % de fibre de verre	19	78	0,2	Déformation importante de la cage
5	PTFE + 60 % de bronze	17	145	2 2	Détermination du système de mesure de vitesse. Essai non significatif.
6	PTFE + 60 % de bronze	17	145	20	Augmentation du couple. Particules venant de la cage et particules étrangères.
7	PTFE + 25 % de fibre de verre		145 390	45 5	Arrêt volontaire pour expertise.
8	PTFE + 60 % de bronze	17	145	35	Blocage à froid après démontage. Mauvais nettoyage.
9	FeuralonM Fabriqué par MRC	10	145	50	Arrêt volontaire pour expertise.
10	PTFE + 60 % de bronze	17	145	50 610*	Arrêt volontaire pour expertise. * 610 h dans LN_2

Fig. 3-7 : Tableau récapitulatif des essais.

Des essais effectués, il ressort que le matériau constitutif de la cage le plus intéressant est le téflon chargé de bronze : le polyimide essayé et le téflon chargé de fibre de verre se déformant beaucoup trop (Fig. 3-8).



Cage polyimide brisée (essai nº 1)



Cage fibre de verre déformée (essai nº 4)

Fig: 3 - 8_

Le nombre de billes initialement utilisé (Z = 19) a paru trop important et a été réduit à 17. Ce changement a apporté un gain appréciable dans la durée de vie du roulement (Fig. 3-9).

Dans tous les essais, les charges appliquées étaient purement radiales et de l'ordre de 50 N. Il a été nécessaire de faire des usinages très précis sur toutes les pièces du montage pour éviter les contraintes thermiques qui pourraient occasionner des blocages de tout le système en rotation.

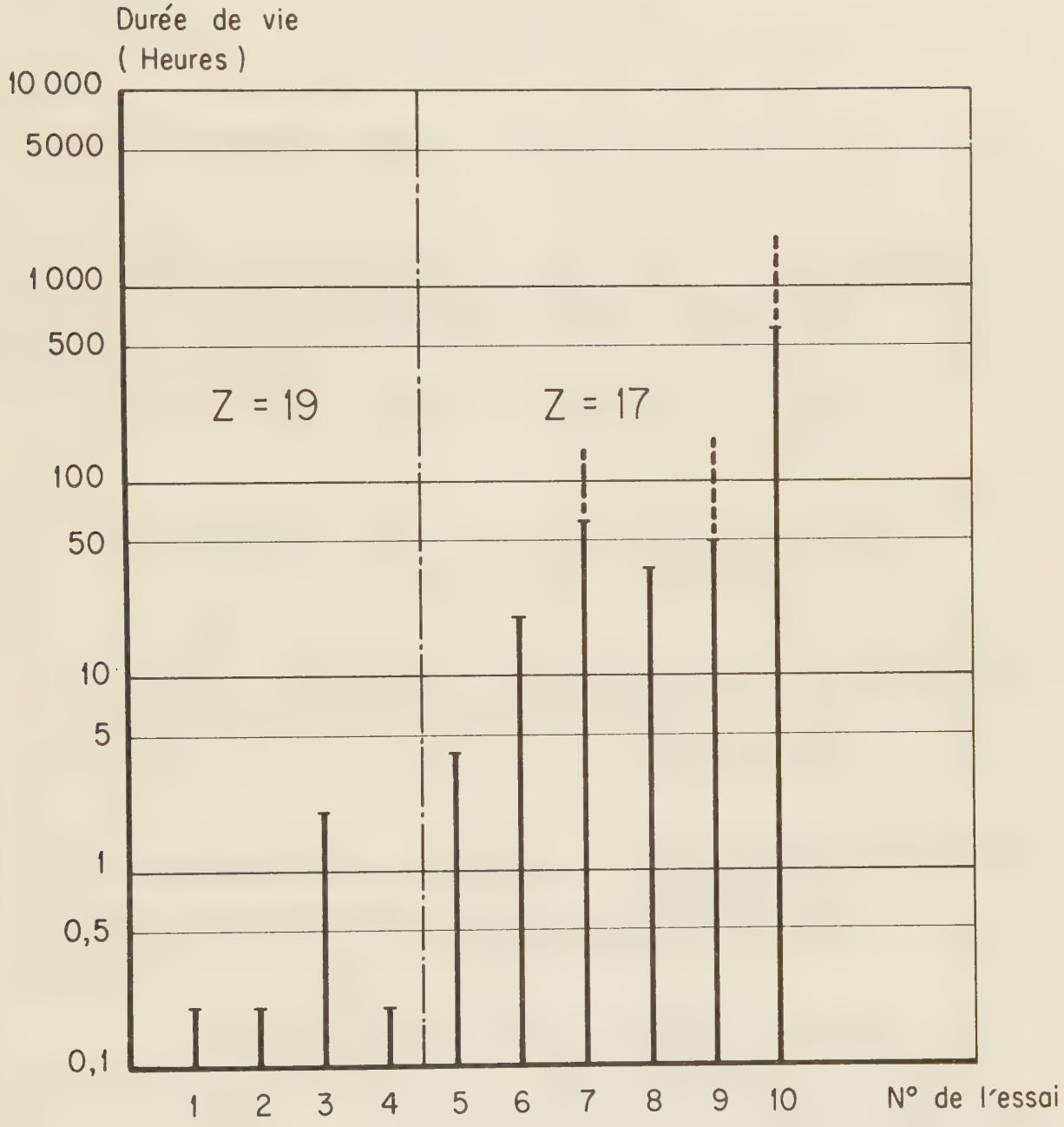


Fig : 3 - 9 _ Evolution des durées de vies .

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] HARRIS T.A. Rolling bearing analysis.
John Wiley, New York, 1966.

[2] BISSON E.E., ANDERSON W.J. Advanced bearing technology.
NASA, SP 38, 1965.

[3] DOMAIN J.G. Roulements à billes et à rouleaux.
Edition de la revue d'optique, 1951.

[4] CLAUDET G. Propriétés mécaniques des aciers inoxydables utilisés à basse température.
1968.

[5] WISANDER D.W., JOHNSON R.L. Wear and friction in liquid nitrogen with austenic stainless steel having various surface coatings.
A.I.C.E., vol. 4, pp. 71-83, Plenum Press 1960.

[6] WISANDER D.W., HADY W.F., JOHNSON R.L.
Friction studies of various materials in liquid nitrogen.
NASA, TN 4211, 1958.

[7] WIGLEY D.A. Mechanical properties of materials at low temperatures.
International cryogenics monograph series,
Plenum Press, New York, 1971.

[8] COMTE R.R. Eléments de cryogénie.
Masson, Paris, 1970.

[9] GUILLOT M. Roulements pour fluides cryogéniques.
Collaboration SNR-CENG, rapport n° 1,
Novembre 1971.
Communication privée SNR.

[10] GUILLOT M. Roulements pour fluides cryogéniques.
Collaboration SNR-CENG, rapport n° 2, Mai 1972.
Communication privée SNR.

[11] GUILLOT M. et RIVAL J. Roulements pour fluides cryogéniques.
Rapport de synthèse.
A paraître.

CHAPITRE 4

MOTEUR ELECTRIQUE

Nous nous sommes fixé une puissance utile de 500 W et une vitesse de rotation de 3 000 tr/mn permettant d'entraîner une pompe centrifuge débitant 1 000 ℓ/h d'hydrogène liquide avec une différence de pression de 3 bars. Un tel moteur peut également commander une électrovanne de réglage.

1. TYPE DE MOTEUR

Le fonctionnement d'un moteur électrique dans l'hydrogène liquide implique une grande fiabilité. En effet, tout démontage nécessite un réchauffage de l'enceinte dans laquelle il se trouve et il en résulte une perte importante en temps et en frigories. Le moteur doit également avoir un rendement élevé, car toute perte se traduit par une vaporisation de liquide. En outre, il est intéressant de pouvoir fonctionner à des températures intermédiaires entre l'ambiante et 20°K, températures qui apparaissent lors de la mise en froid et du réchauffage de l'installation.

La condition de fiabilité nous a incité à choisir un moteur asynchrone triphasé à cage d'écureuil. Ce type de moteur ne comportant pas de collecteur, élimine les contacts glissants qui seraient délicats à assurer dans l'hydrogène liquide. Le moteur asynchrone ayant un rendement de 85 % donne, pour une puissance de 500 W, des pertes électriques de 75 W.

Nous avons étudié la possibilité d'utiliser un rotor synchrone en ferrite, mais les dimensions demandées (Ø 50 mm, L=100 mm) étaient trop difficiles à obtenir.

De même, l'idée d'un rotor à pôles apparents en ticonal a été écartée à cause des difficultés d'usinage de ce matériau qui nécessite l'électroérosion [1].

2. DONNEES DE CONSTRUCTION

Un impératif économique évident nous a conduit à choisir, pour le circuit magnétique, les dimensions d'une série existante, nous évitant ainsi de réaliser un outillage de découpe des tôles à des dimensions spéciales.

Le diamètre extérieur du stator est de 122,5 mm et le jeu diamétral de 3/10 mm. Le volume total de fer (stator + rotor) est d'environ 800 cm^3.

Le circuit magnétique est constitué de tôles au silicium de 0,5 mm d'épaisseur.

La perte de ces tôles est de 1,7 W/kg.

Le nombre d'encoches stator est de 24 et l'enroulement est imbriqué multiple (2 spires par encoche). Le fil de cuivre servant au bobinage est protégé par un émail à base de résine polyester téréphtalique lui-même recouvert d'un film polyamide. Le diamètre du fil de cuivre est de 0,4 mm. Les têtes de bobines sont enrubannées par des feuilles de mylar et l'imprégnation est faite avec un vernis [2] à [4] gardant de bonnes propriétés mécaniques, électriques et adhésives à basse température.

Le symbole de bobinage est 38 + 38 - 2 - 4,0.

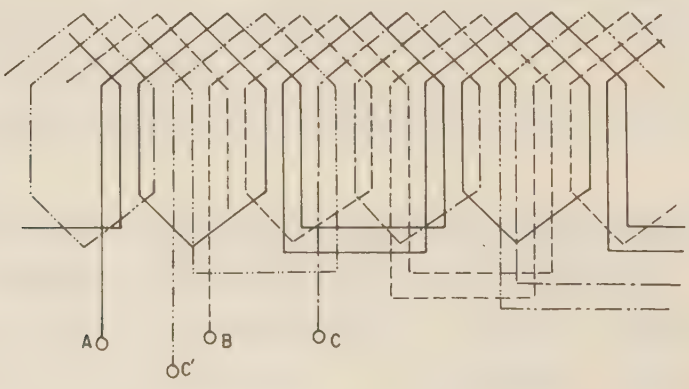


Fig: 4-1_Enroulement imbriqué triphasé_

Le rotor a un diamètre extérieur de 62,6 mm et une longueur de 70 mm. Le rapport $\frac{L}{D}$ est donc de 1,12 et le produit LD de 43,8 cm^2.

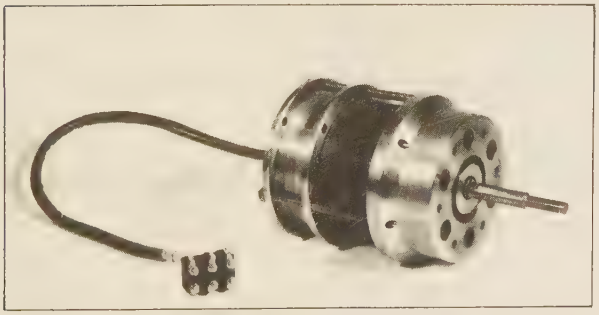
Deux rotors ont été exécutés dans deux matériaux différents : l'aluminium A5 et l'alliage AS 13. Leur composition est donnée par le tableau ci-dessous :

	Fe	Si	Cu	Mg	Mn	Ni	Zn	Ti	Co	Pb	Sn
A5	Fe+Si	<0,50	<0,05	<0,05	<0,05		<0,10	<0,10	-	<0,05	<0,05
AS13		11-13,5	<0,10	<0,10	<0,30	<0,05	<0,15	<0,15	<0,20	<0,10	<0,05

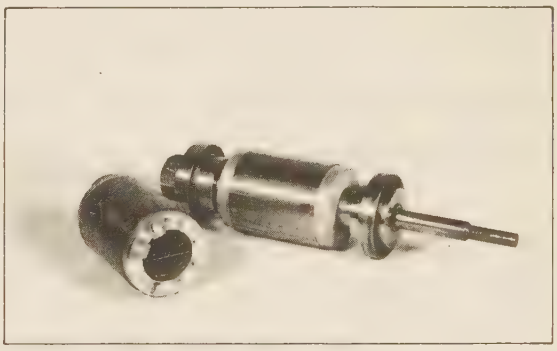
Fig. 4-2 : Composition chimique des matériaux utilisés par le rotor.

Ces deux matériaux ont été choisis pour leur résistivité différente [5] et leur facilité d'élaboration. D'autres alliages auraient pu convenir du point de vue de la résistivité [6] mais leur emploi était moins commode.

Les rotors présentaient à la sortie de la fonderie des bossages permettant l'équilibrage. Une fois cet équilibre effectué, nous avons enrobé les extrémités du rotor pour supprimer l'effet de pompage.



Moteur monté avec sa plaque à bornes.



Rotor enrobé monté sur l'arbre, et rotor nu.

Fig: 4-3.

2.1. Mesures de résistivité

La résistivité électrique en fonction de la température a été mesurée pour le fil de cuivre servant à bobiner le stator et pour l'alliage de fonderie constituant le rotor.

La mesure a été faite par la méthode des quatre fils, à courant continu constant (Fig.4-4).

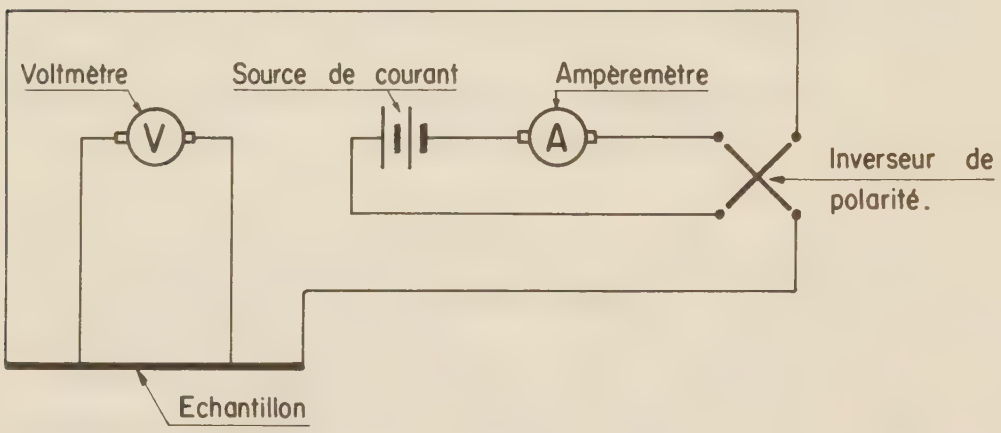


Fig: 4-4 _ Montage de mesure de résistivité _

Pour chaque matériau, les mesures ont été effectuées sur deux échantillons de géométries différentes et pour chaque échantillon, deux mesures ont été faites avec inversion de courant pour tenir compte des effets thermoélectriques possibles.

Les valeurs données sont donc des moyennes obtenues sur quatre mesures. La précision est supérieure à 5 % sur toute l'échelle de température.

Les mesures ont été faites à trois températures (295°K, 77°K, 4°K) et à pression atmosphérique.

Nous n'avons pas fait de mesure à la température de l'hydrogène liquide, car le montage mis à notre disposition au CRTBT (CNRS-Grenoble) ne pouvait pas fonctionner à l'hydrogène pour des raisons de sécurité.

Résultats expérimentaux :

Température °K / Matériau	ρ 295	ρ 77	ρ 4,2	RRR 300°K/0°K
Cu	1,7	0,21	0,012	150
A5	2,9	0,31	0,082	38
AS 13	5,1	1,3	0,83	6,4

Les résistivités sont exprimées en $\mu\Omega \times$ cm

2.2. Résistance d'une phase stator

La résistance d'une phase stator a été mesurée sur le moteur à différentes températures.

$T_{°K}$	330	308	290	77	20
R_{Ω}	9,5	8,8	8,3	1,02	0,46

La précision de cette mesure faite au pont de Wheastone est de 2 % pour chaque valeur.

Le rapport des résistances à 300°K et à 77°K est

$$\frac{R_{300}}{R_{77}} = 8,35$$

Le rapport des résistivités à 300°K et 77°K est

$$\frac{\rho_{300}}{\rho_{77}} = 8,15$$

Les deux mesures de résistivités et de résistances sont donc compatibles.

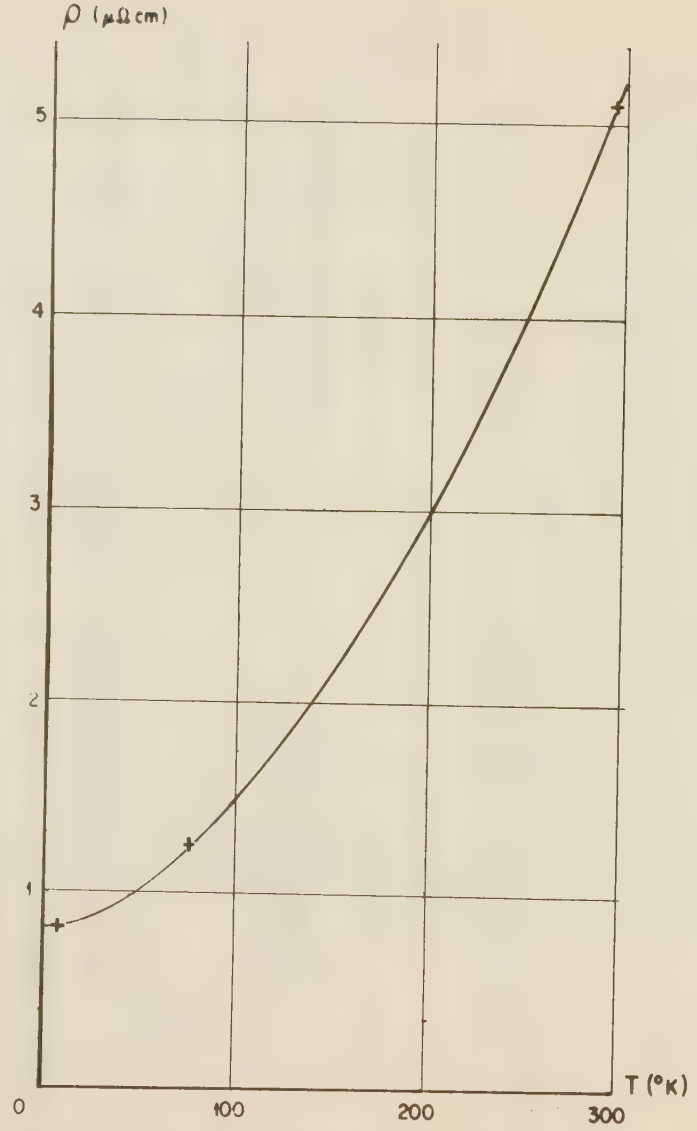


Fig:4-5_Résistivité de l'alliage AS 13 formant la cage d'écureuil en fonction de la température_

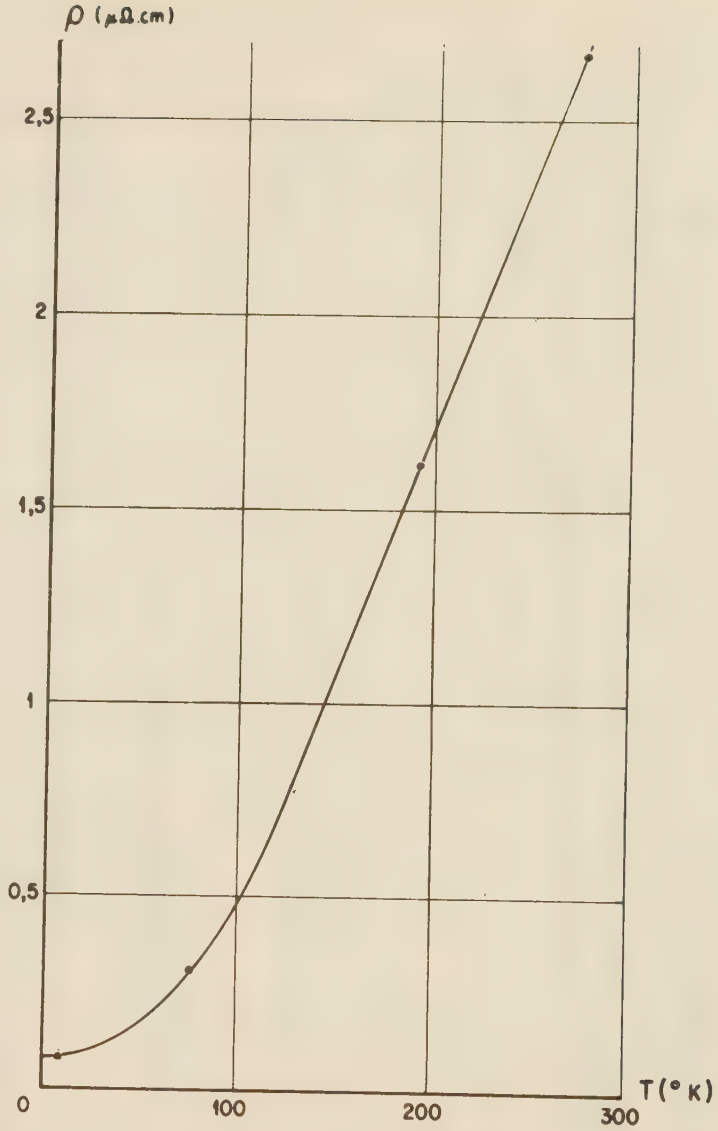


Fig:4-6_Résistivité de l'alliage A 5 formant la cage écureuil en fonction de la température _

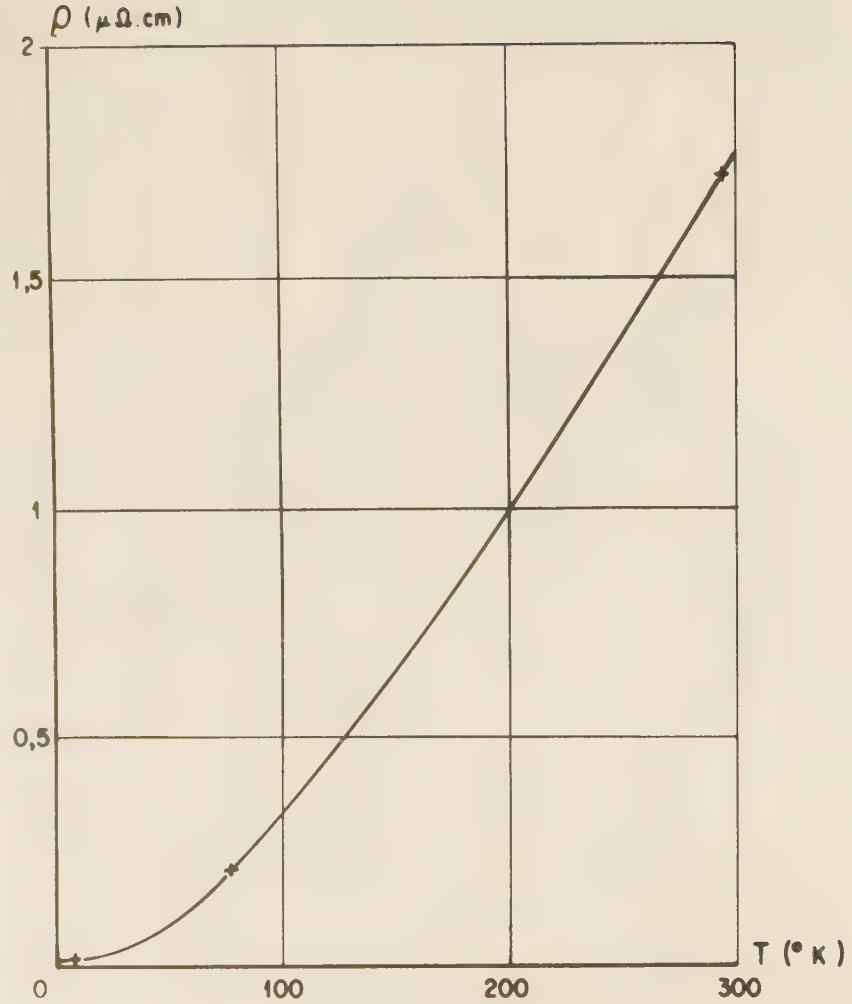


Fig 4-7_Résistivité du fil de cuivre utilisé pour le bobinage en fonction de la température_

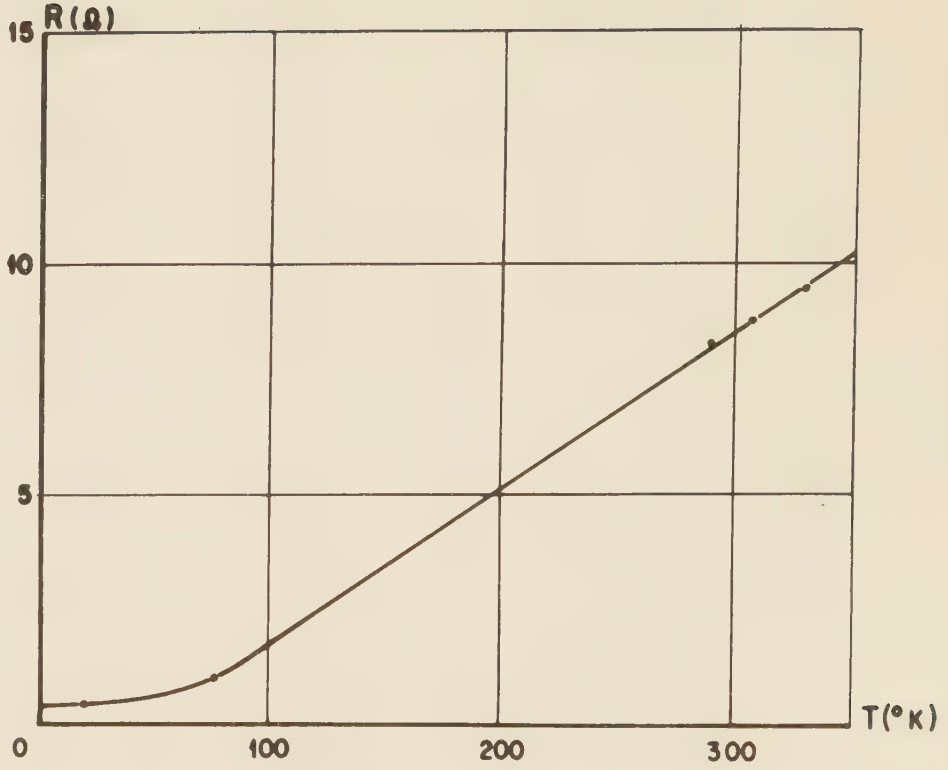


Fig:4-8_Résistance d'une phase stator en fonction de la température_

2.3. Résistances rotoriques

Le rotor, du type cage d'écureuil, est constitué de n_b barres et de deux anneaux de court-circuit (Fig.4-9) Le nombre de phases rotoriques étant égal au nombre de barres n_b, la résistance d'une phase rotorique est :

$$R_2 = \left[R_b + \frac{1}{2n_b \sin^2 \frac{360}{2n_b}} R_a \right]$$

avec :

$$R_b = \rho \frac{\ell_b}{s_b} \quad \text{et} \quad R_a = \rho \frac{\pi d_a}{s_a}$$

$\ell_b = 70$ mm, $d_a = 50$ mm,
$s_b = 26$ mm^2, $s_a = 84$ mm^2,
$n_b = 18$,

$$R_2 = \rho \left[\frac{\ell_b}{s_b} + \frac{\pi d_a}{s_a \, 2n_b \sin^2 \frac{360}{2n_b}} \right]$$

$$R_2 = 44{,}2 \; \rho$$

$\mu\Omega$ $\mu\Omega \times$cm

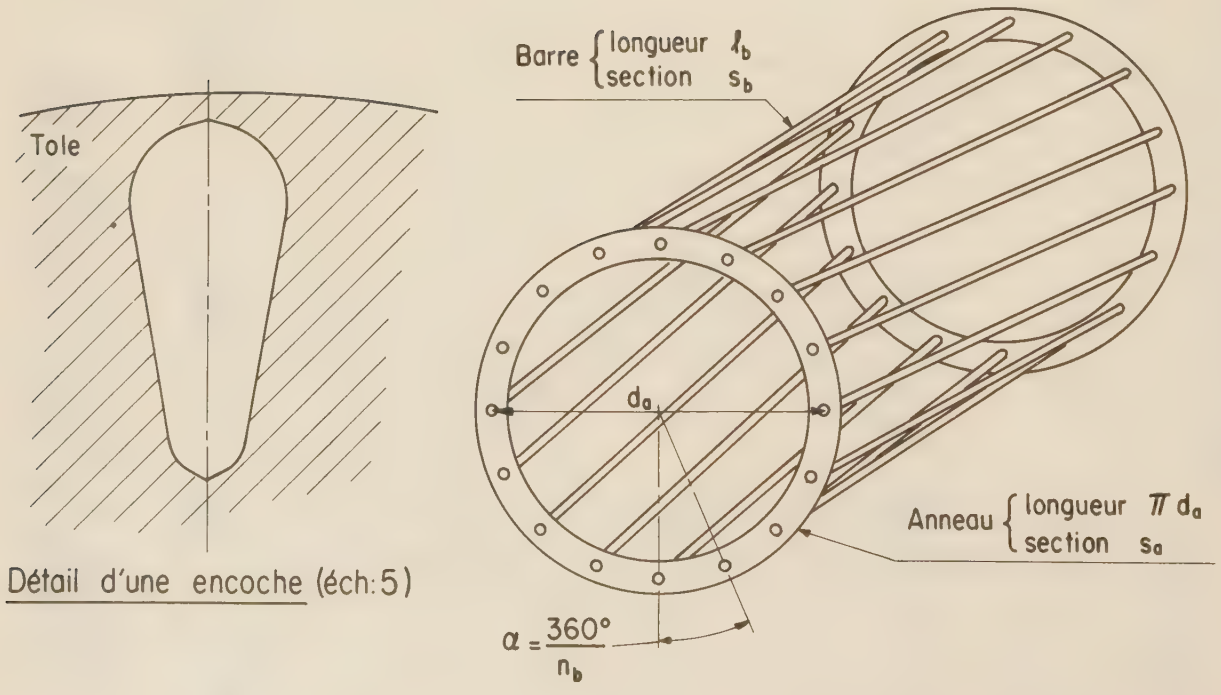


Fig: 4-9 _ Rotor à cage d'écureuil _

Valeur de R_2 dans les différents cas :

	20°K	77°K	293°K
Cage Alpax	38	56	226
Cage Alliage A5	3,8	13,7	130

R_2 est exprimé en $\mu\Omega$

La connaissance de cette valeur permettra de calculer les courants qui circulent dans les barres rotoriques lors du fonctionnement, en effet :

$$P_u = \frac{P_{J\ rotor}}{g} = \frac{n_b\ R_2\ I_b^2}{g}$$

3. ESSAIS

Les essais ont été effectués à trois températures différentes (293°K, 77°K, 20°K) sur deux moteurs ayant le même stator, mais deux cages différentes : la partie conductrice étant soit en alliage A5 soit en alliage AS 13. Chacune de ces six séries comprend quatre essais.

Chaque essai est repéré par un nombre de trois chiffres XYZ.

X repère la nature de la cage
- X = 1 Cage A5
- X = 2 Cage AS 13

Y repère la température
- Y = 1 Température ambiante 293°K
- Y = 2 Température de LN_2 77°K
- Y = 3 Température de LH_2 20°K

Z repère le type de fonctionnement
- Z = 1 Fonctionnement en court-circuit

Z = 2 Fonctionnement à vide
Z = 3 Fonctionnement sous faible charge
Z = 4 Fonctionnement en charge

3.1. Montage utilisé

Les essais du moteur ont été effectués dans le cryostat décrit au chapitre 2 (Fig.4-10).

La mesure de couple est faite à l'extérieur du cryostat sur un disque en laiton calé sur l'arbre de sortie (Fig.4-11).

L'arbre portant le rotor est monté sur deux roulements à contact oblique du même type que ceux précédemment essayés. Ces deux roulements ont un jeu axial important (1/10 mm) (Fig.4-12). Le boîtier contenant le rotor est fixé sous le système de suspension déjà décrit au chapitre 2.

Les mesures électriques (Fig.4-13) sont faites avec des appareils de classe 0,5.

3.2. Essai en court-circuit

Le rotor étant calé, on augmente progressivement la tension et on relève $I_{cc}(U)$ et $\cos \varphi_{cc}(U)$.

Il n'est pas possible de monter jusqu'à la tension nominale, car les courants deviennent trop importants ; aussi on extrapole les courbes jusqu'à la tension nominale pour obtenir les points $I_{cc}(U_n)$ et $\varphi_{cc}(U_n)$.

3.3. Essais à vide et à faible charge

Ces essais permettent de déterminer les différentes pertes dans le moteur sous des tensions voisines de la tension nominale. Le moteur tournant à vide ou sous faible charge, sous des tensions proches de U_n, on relève I et φ.

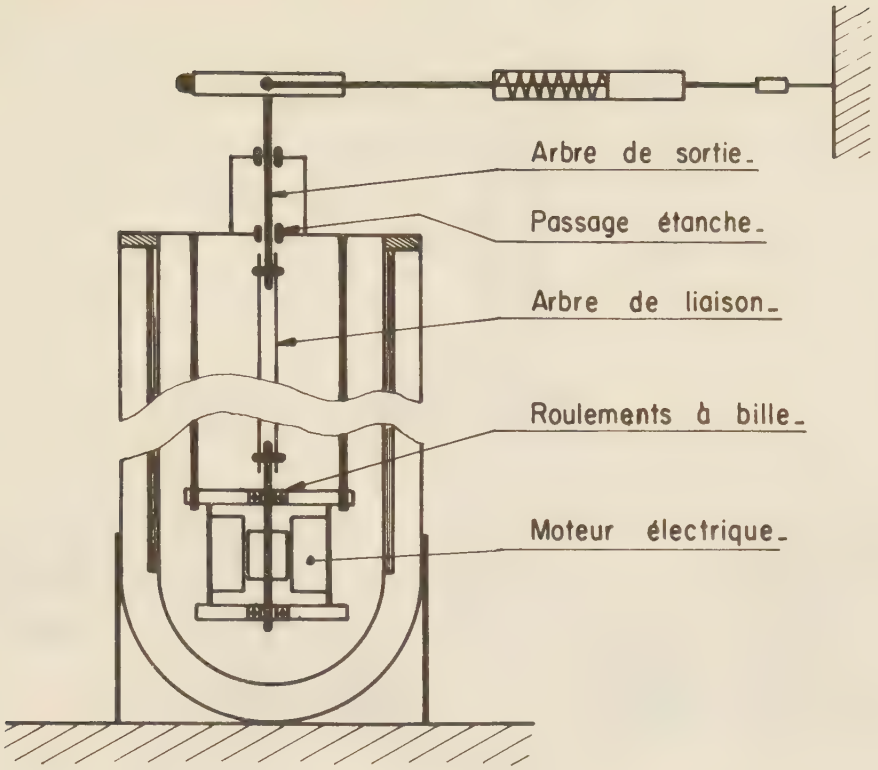


Fig:4-10_ Schéma du montage d'essai du moteur.

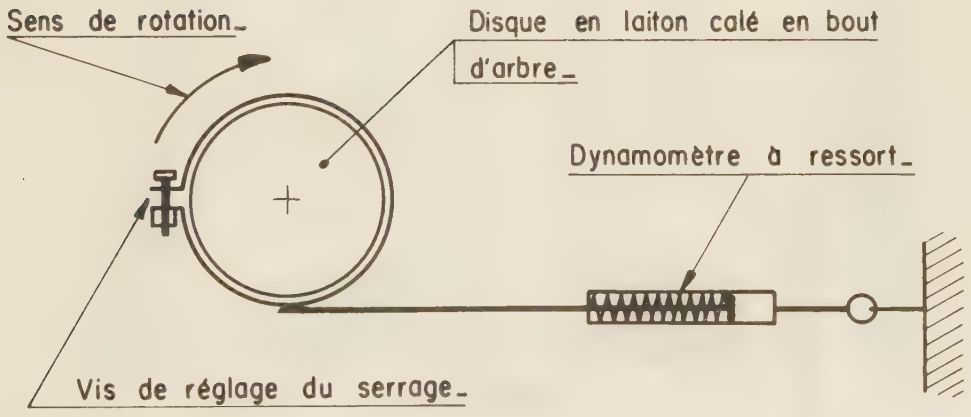


Fig:4-11_Dispositif de mesure du couple.

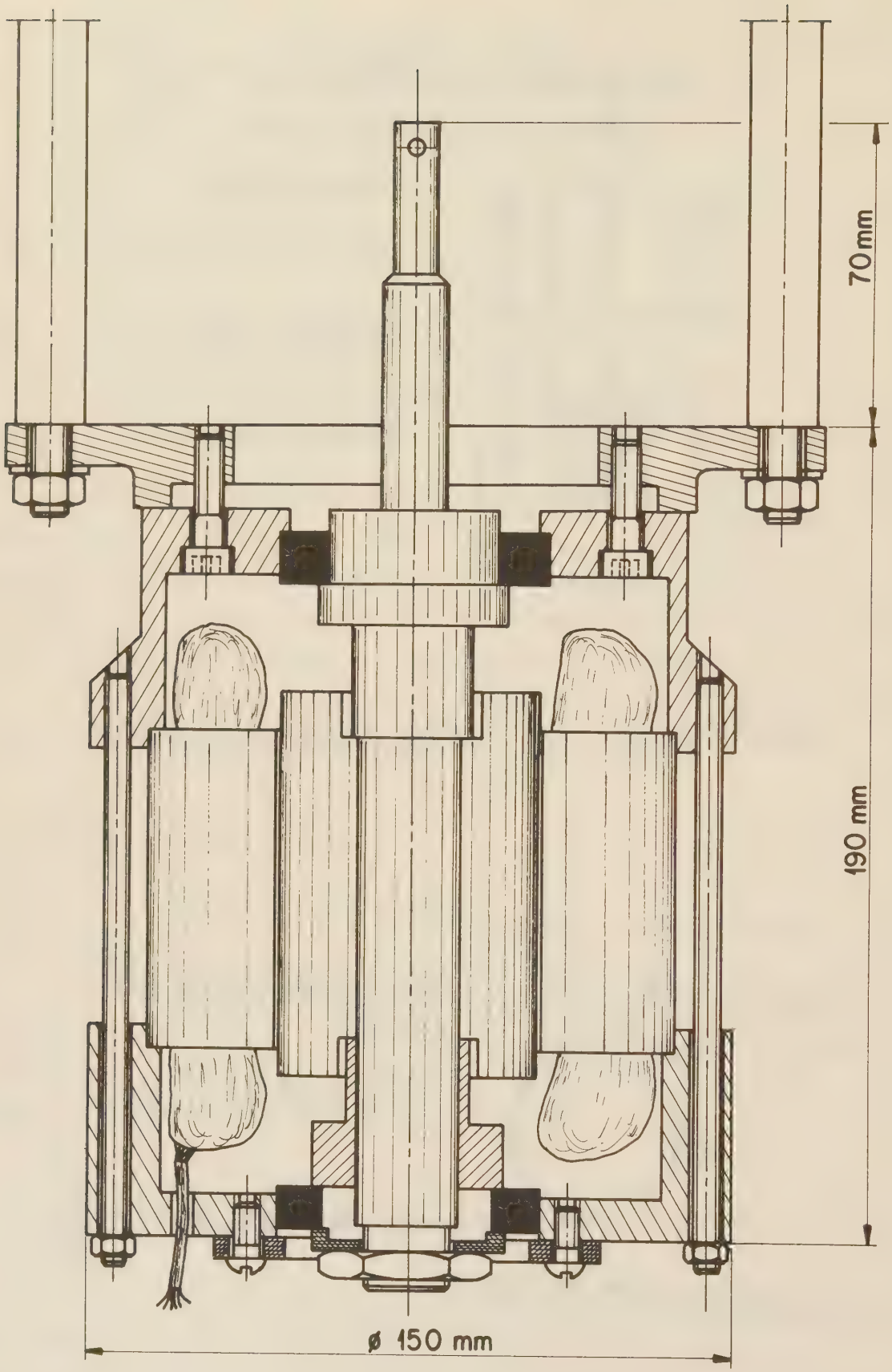


Fig:4-12_ Montage du moteur_

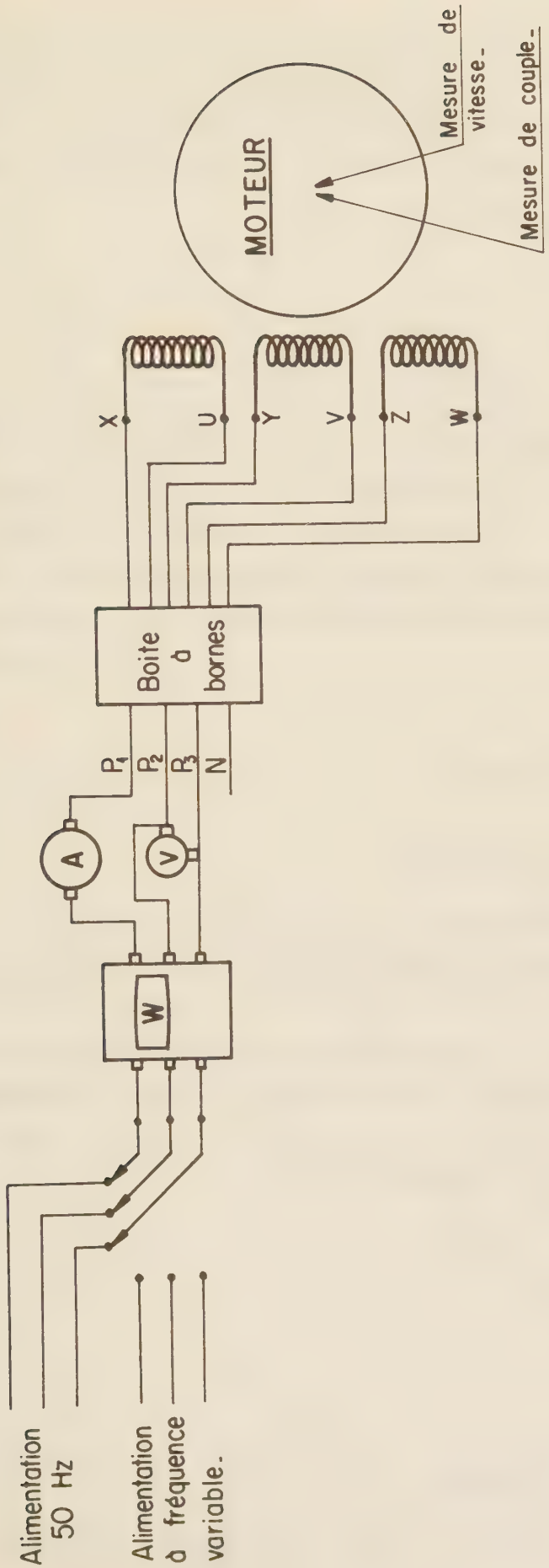


Fig:4-13_ Schéma des mesures électriques_

Quand le moteur tourne à vide, son glissement est faible et ses pertes mécaniques restent constantes. Seules varient les pertes Joule stator et les pertes fer (comme le carré de la tension). L'essai à faible charge a été fait avec le système de mesure de couple.

3.4. Essai en charge

Nous alimentons le moteur sous tension constante. Nous chargeons le moteur grâce à un frein et nous relevons le couple, la vitesse, l'intensité et la phase. La puissance mécanique réelle doit être augmentée des pertes dues au système de sortie étanche de l'arbre ; ces pertes peuvent être déterminées par l'essai sous faible charge.

4. DEPOUILLEMENT DES MESURES

4.1. Méthode de dépouillement

Les résultats expérimentaux sont exploités par la méthode du diagramme d'admittance du moteur (diagramme du cercle).

Les points à vide et en court-circuit sont donnés directement par les essais. Le point à l'infini (puissance statorique nulle) s'obtient en écrivant les pertes Joule stator en court-circuit (Fig.4-14).

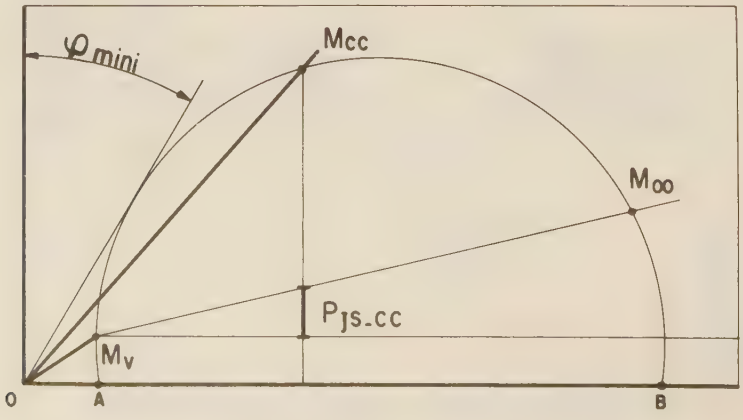


Fig:4-14_Construction du diagramme du cercle_

L'angle de phase minimale trouvé dans l'essai en charge donne une tangente au cercle.

Le centre du cercle a pour ordonnée $y_\omega = \frac{R_s \ I_v^2}{\sigma \ U_s}$

en prenant $\sigma = \frac{1 - \cos \varphi_{mini}}{1 + \cos \varphi_{mini}}$: coefficient de dispersion de Blondel (Fig.4-15)

Ce coefficient est aussi égal à $\frac{OA}{OB}$.

Les courbes donnant la puissance, le couple, l'intensité et le rendement en fonction de la vitesse sont déduites du diagramme du cercle. Les points expérimentaux sont également portés sur ces courbes, ce qui permet d'en vérifier la validité.

Cette méthode de dépouillement ne tient pas compte des harmoniques de dentures qui produisent des diminutions de puissance utile à fort glissement.

4.2. Comparaison des régimes de fonctionnement à différentes températures

Les différences de fonctionnement d'un même moteur, entre la température ambiante et l'hydrogène liquide, proviennent principalement de la diminution de résistivité des matériaux. Pour un point de fonctionnement à 500 W de puissance utile, nous allons comparer les valeurs des différents paramètres de fonctionnement sous une même tension d'alimentation.

	Unités	Valeur	Erreur±	Valeur	Erreur±
Température	°K	293	1	20	1
Vitesse de rotation	tr/mn	2200	20	2800	20
Intensité stator	A	2,3	0,05	1,5	0,05
Rendement	%	65	2	86	2
Pertes fer	W	18	1	21	1
Pertes Joule stator	W	44	1,5	1	0,1
Résistance 1 phase stator	Ω	8,3	0,1	0,46	0,01

Fig.4-16 : Comparaison du fonctionnement pour deux températures différentes.

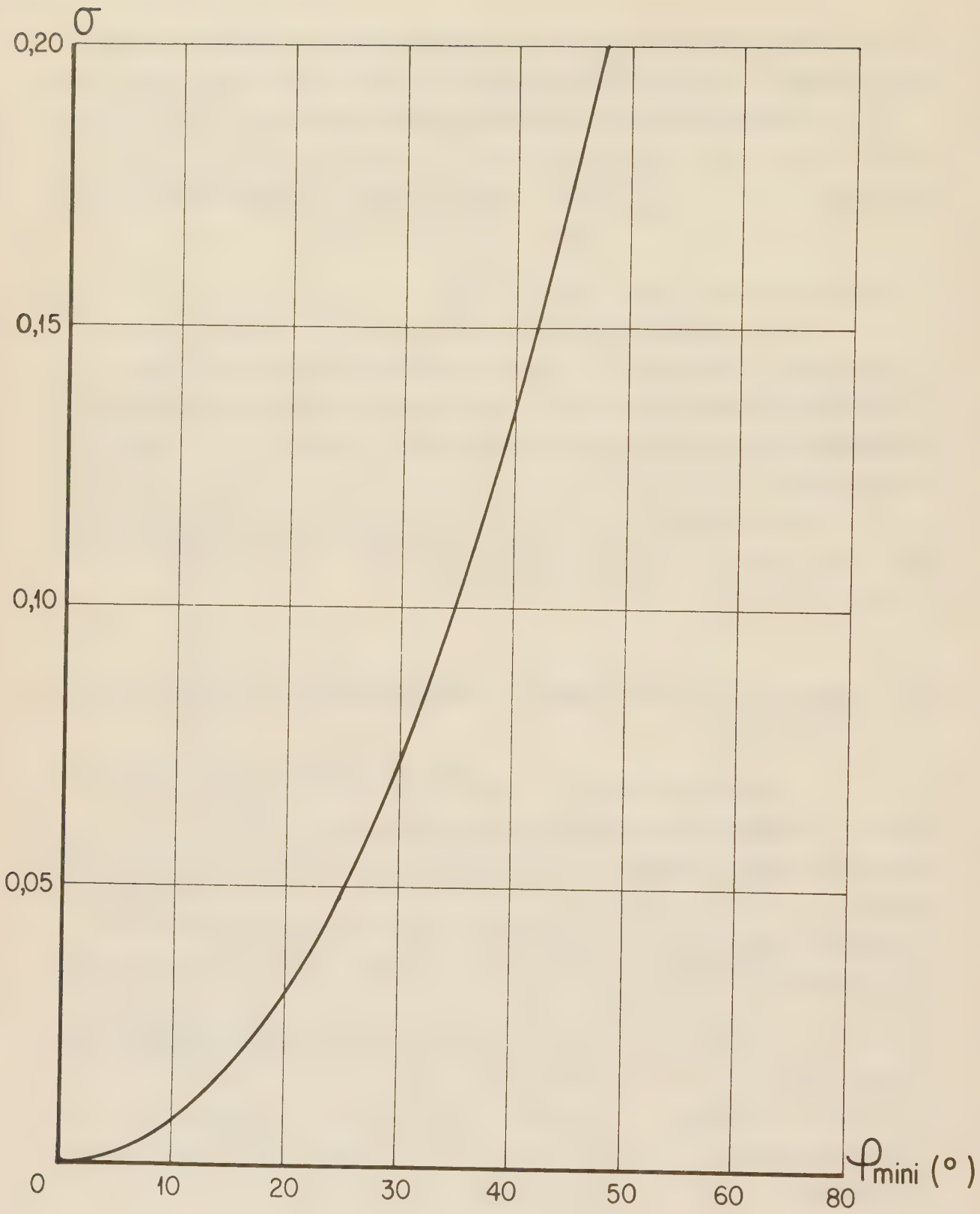


Fig:4-15_Coefficient de dispersion de BLONDEL (σ) en fonction de l'angle de phase minimum (φ_{mini}) _

Résultats expérimentaux :

Nous donnons ici les résultats expérimentaux obtenus avec le moteur comportant une cage en Alpax. Les résultats relatifs à la cage en alliage A5 ne figurent pas ici dans un but d'allègement du texte mais feront l'objet d'une publication séparée.

Pour chaque température, nous donnons les valeurs expérimentales sous forme de tableaux et de courbes, le diagramme d'admittance et les différentes courbes de couple, puissance, intensité et rendement en fonction de la vitesse, déduites du diagramme d'admittance.

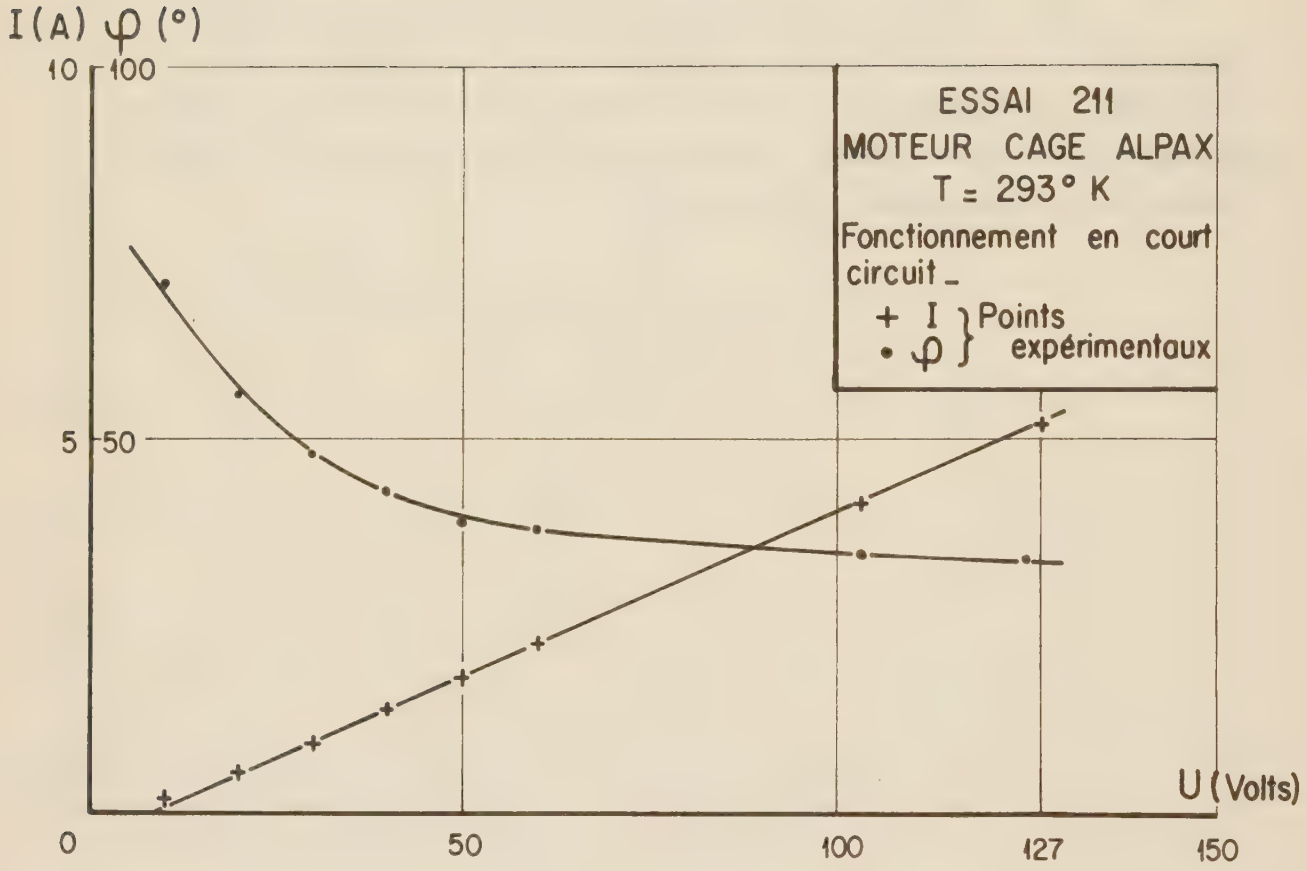


Fig:4-17_Intensité (I) et angle de phase (φ) en fonction de la tension (U)_

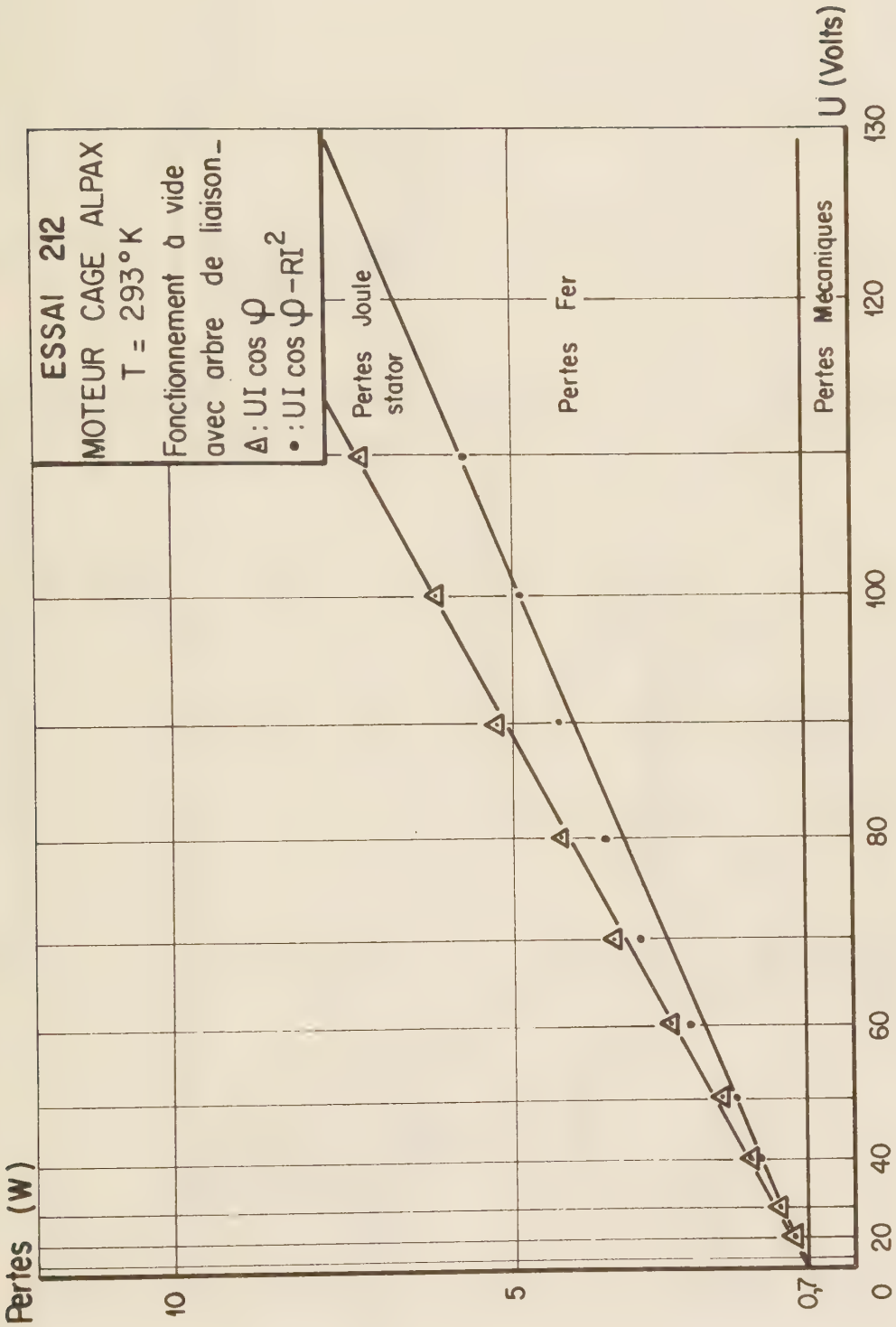


Fig:4-18_ Séparation des pertes par essai à vide sous tension variable_

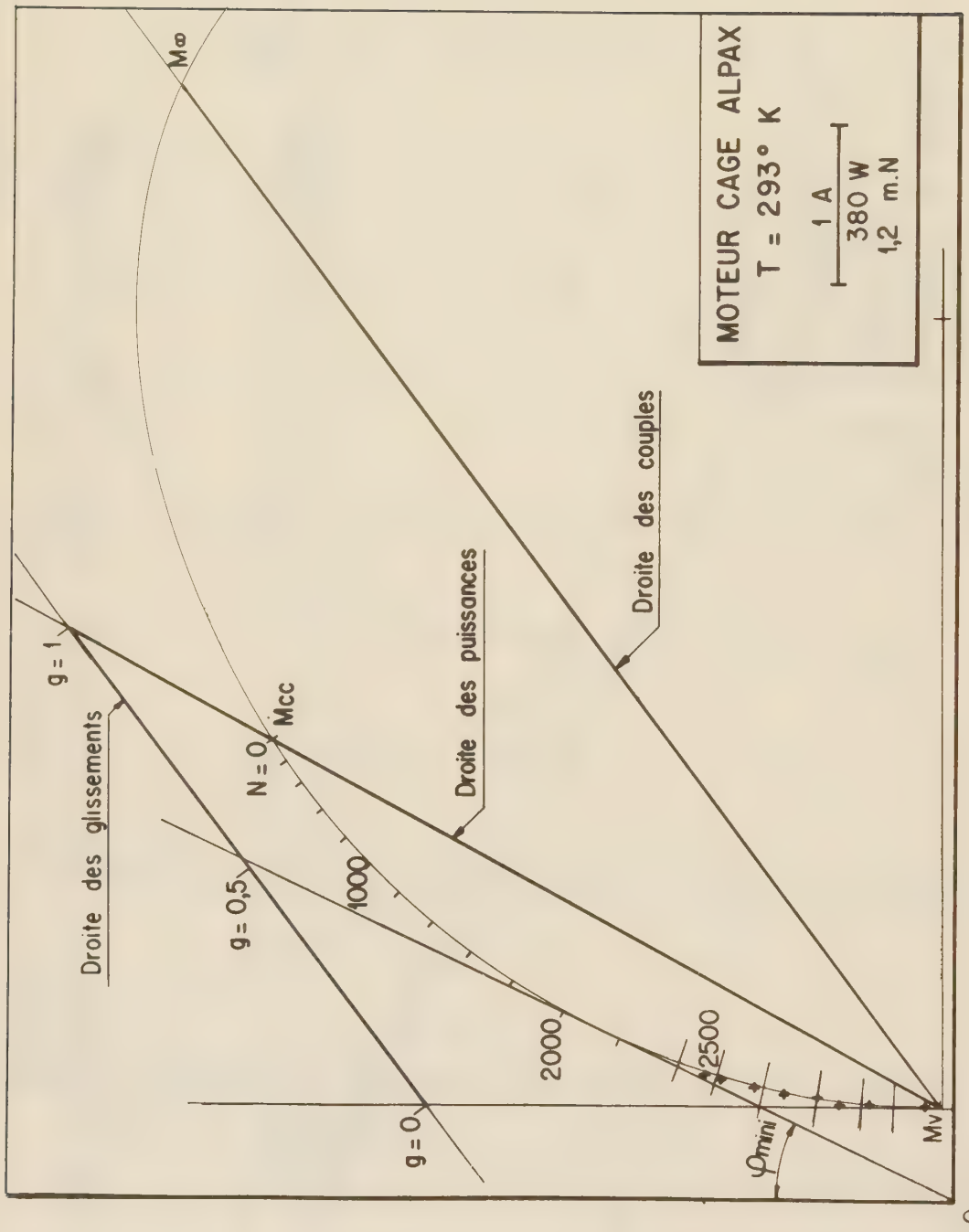


Fig:4-19_Diagramme du cercle_

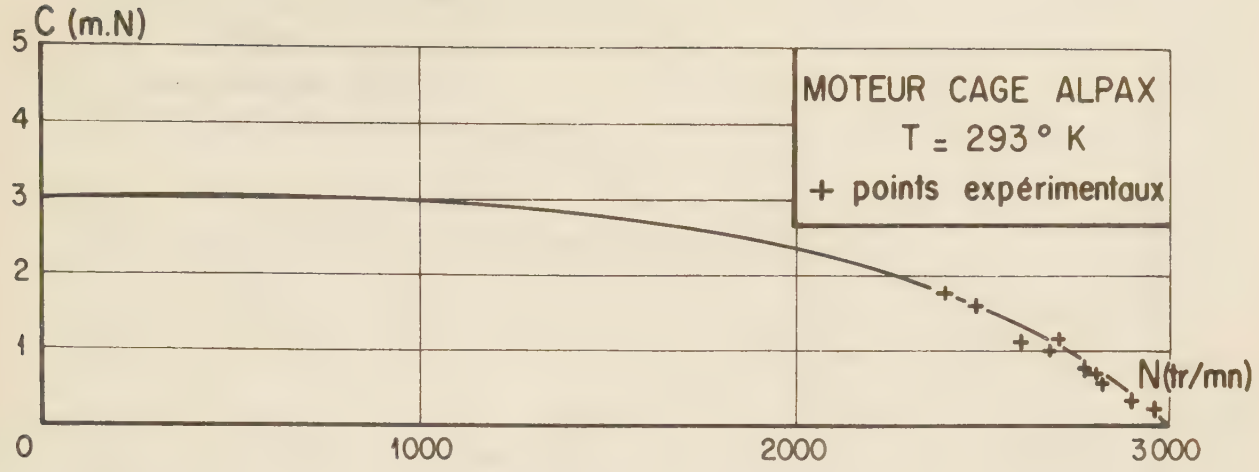


Fig:4-20_Couple (C) en fonction de la vitesse (N)_

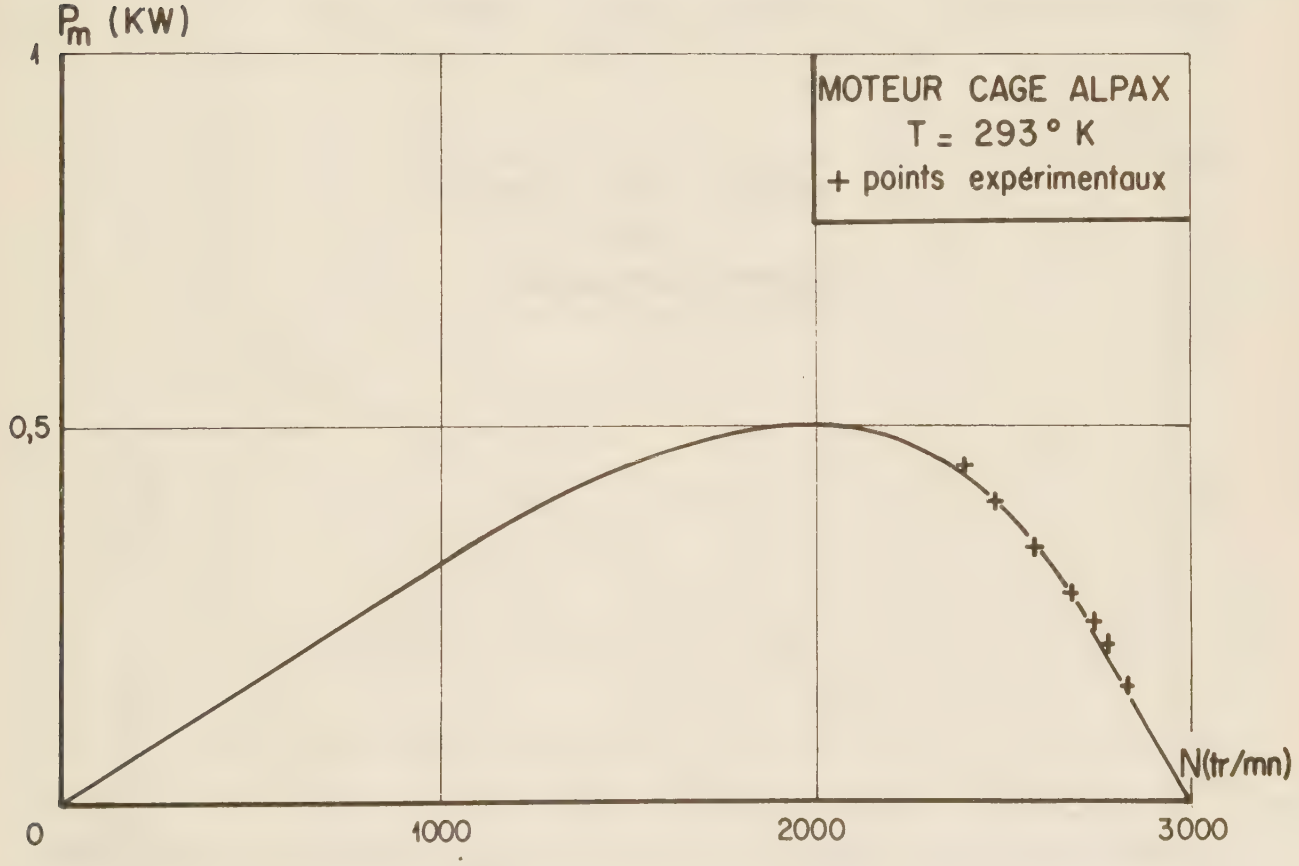


Fig:4-21_Puissance mécanique (P_m) en fonction de la vitesse (N)_

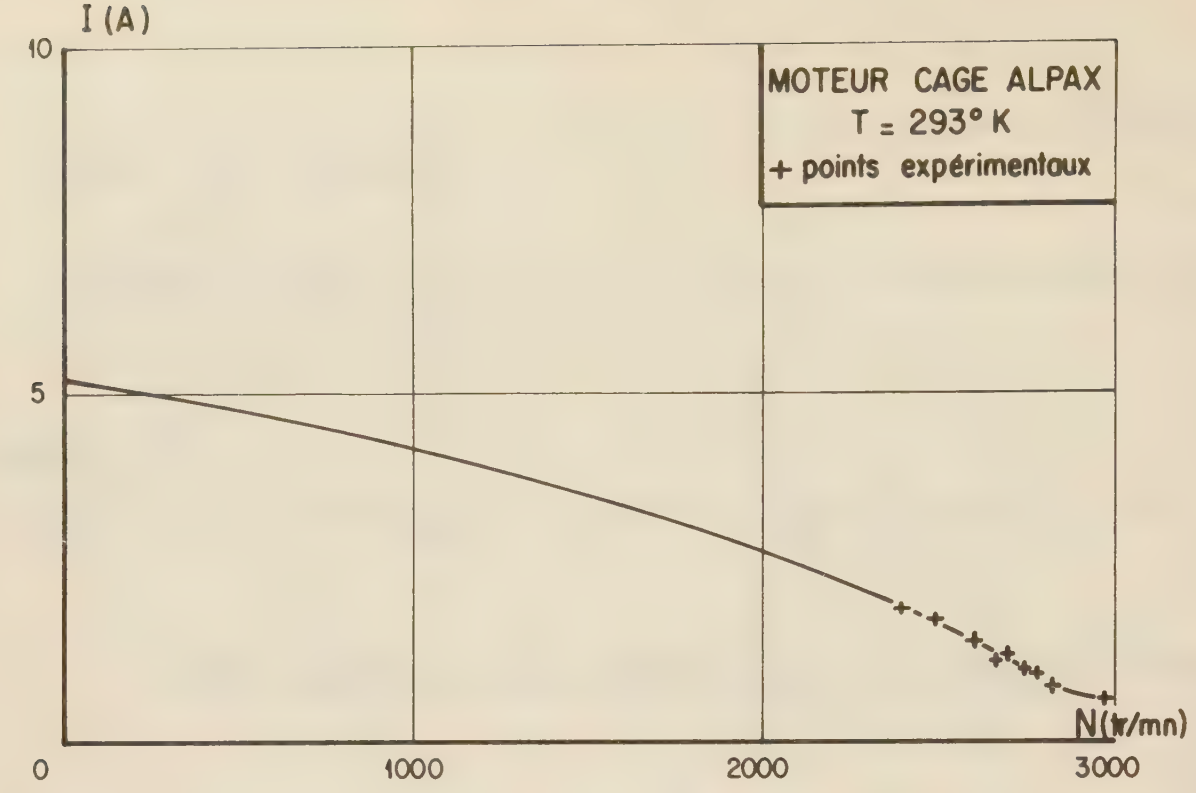


Fig:4-22_Intensité (I) en fonction de la vitesse (N) _

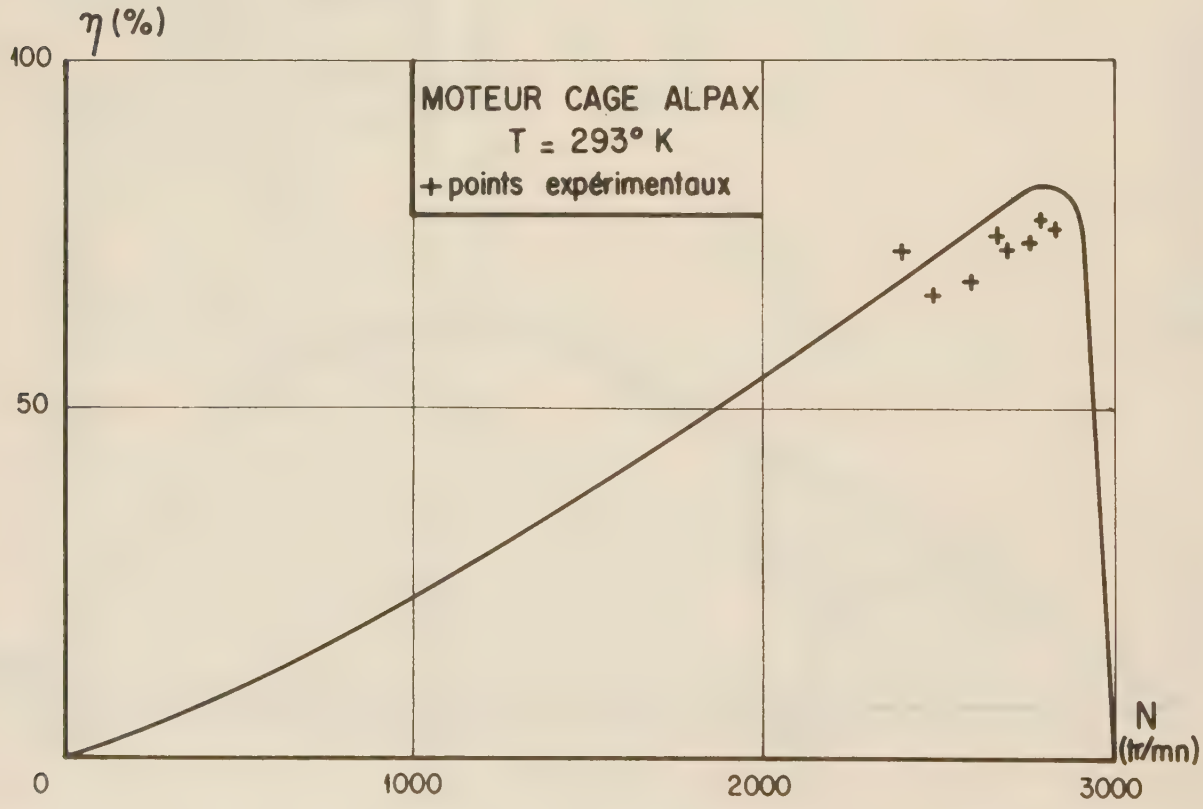


Fig:4-23_Rendement (η) en fonction de la vitesse (N) _

ESSAI n° 2II

Moteur Cage Alpax
Température 293°K
Fonctionnement en court-circuit

U	I	φ	cos φ
V	A	°	
IO	O,I3	7I	O,325
2O	O,48	56	O,56
3O	O,9I	48	O,67
4O	I,37	43	O,73I
5O	I,84	39	O,78
6O	2,3O	37	O,8O
I27	5,2	34	O,83

Courant de Court-circuit Icc : 5,2 A

Angle de Court-circuit φcc : 34°

. ESSAI n° 2I2

Moteur Cage Alpax
Température 293°K
Fonctionnement à vide sans arbre de liaison

U	I	φ	cos φ	RI^2	UI cos φ	UI cos φ - RI^2
Volt	Ampère	°		Watt	Watt	Watt
20	0,090	6I	0,485	0,87	0,066	0,804
30	0,I00	68	0,375	I,I25	0,083	I,042
40	0,I30	73	0,292	I,52	0,I4I	I,379
50	0,I60	76	0,242	I,94	0,2I6	I,724
60	0,200	77	0,225	2,7	0,332	2,368
70	0,240	78	0,208	3,50	0,48I	3,0I9
80	0,280	79	0,I9I	4,28	0,647	3,633
90	0,330	80	0,I74	5,I7	0,905	4,265
I00	0,370	80,5	0,I65	6,I0	I,I37	4,963
II0	0,440	8I,5	0,I48	7,I6	I,6I0	5,550
I23	0,5I0 à 0,540	83 à 84	0,II3	7,30	2,29I	5,0I0

Pertes Mécaniques au synchronisme 2,I W

Pertes Fer à la tension nominale 20 W

ESSAI n° 2I3

Moteur Cage Alpax
Température 293°K
Fonctionnement à vide avec arbre de liaison

U	I	φ	cos φ	RI^2	UI cos φ	UI cos φ -RI^2
Volt	Ampère	°		Watt	Watt	Watt
60	0,660	32	0,848	3,65	33,58	29,93
70	0,560	34	0,829	2,57	32,49	29,92
80	0,500	39	0,777	2,07	3I,08	29,0I
90	0,500	44	0,7I9	2,07	32,35	30,28
I00	0,500	50	0,642	2,07	32,I0	30,I3
II0	0,530	56	0,559	2,32	32,58	30,26
I20	0,560	62	0,469	2,57	3I,5I	28,90
I22	0,570	64	0,438	2,66	30,45	28,I2

Pertes Mécaniques dues à l'arbre de liaison
au synchronisme estimées à 60 W

ESSAI n° 2I4

Moteur Cage Alpax
Température 293°K
Fonctionnement en charge

U	I	P_W	cos φ	φ	Cm	N	Cr	Pm	η
V	A	W		°	mN	tr/mn	mN	W	%
I27	0,62	76	0,29	73	0	2980	0,20	62	82
I27	0,80	I95	0,64	50	0,30	2825	0,50	I48	77
I27	0,96	277	0,76	40	0,525	2790	0,725	2I2	76
I27	I,08	330	0,80	37	0,65	2750	0,85	245	74
I27	I,28	4I2	0,84	32	0,875	2700	I,075	304	74
I27	I,I9	375	0,83	34	0,80	2680	I,00	28I	75
I27	I,45	480	0,87	30	I,00	2600	I,20	327	68
I27	I,75	600	0,90	26	I,35	2480	I,55	403	67
I27	I,80	6I5	0,90	26	I,60	2400	I,80	452	73

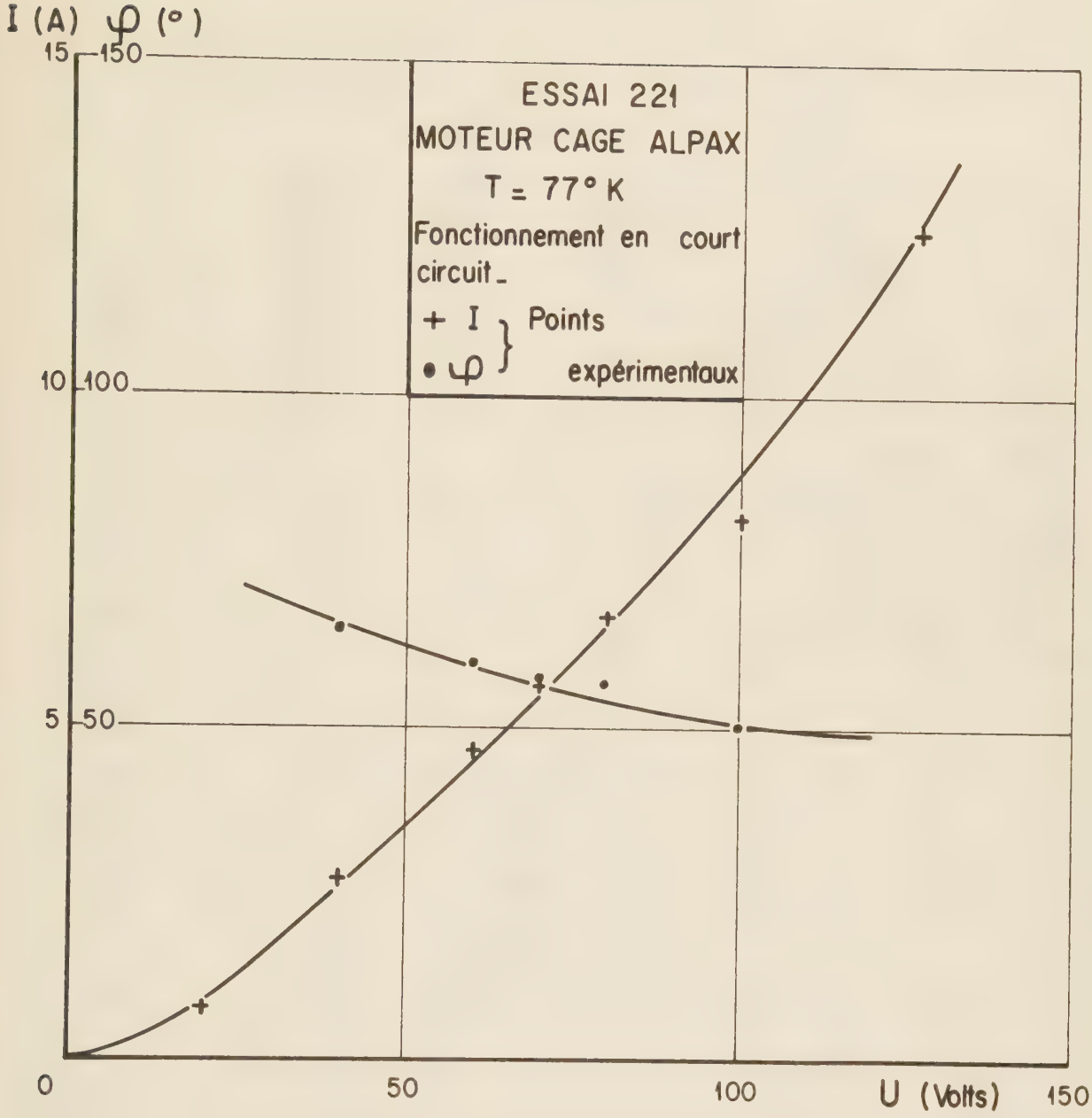


Fig:4-24_Intensité (I) et angle de phase (φ) en fonction de la tension (U)_

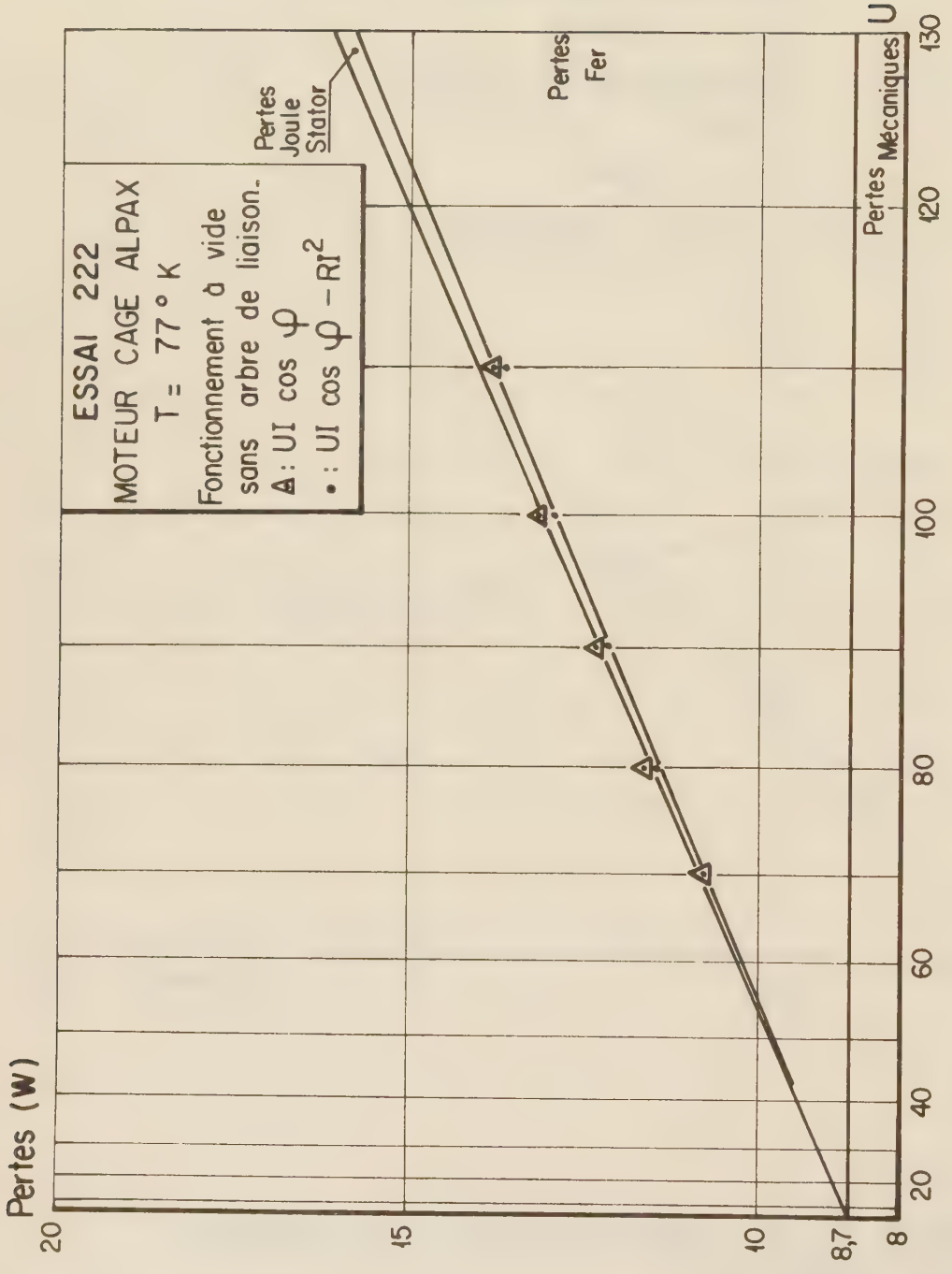


Fig:4-25_Séparation des pertes par essai à vide sous tension variable_

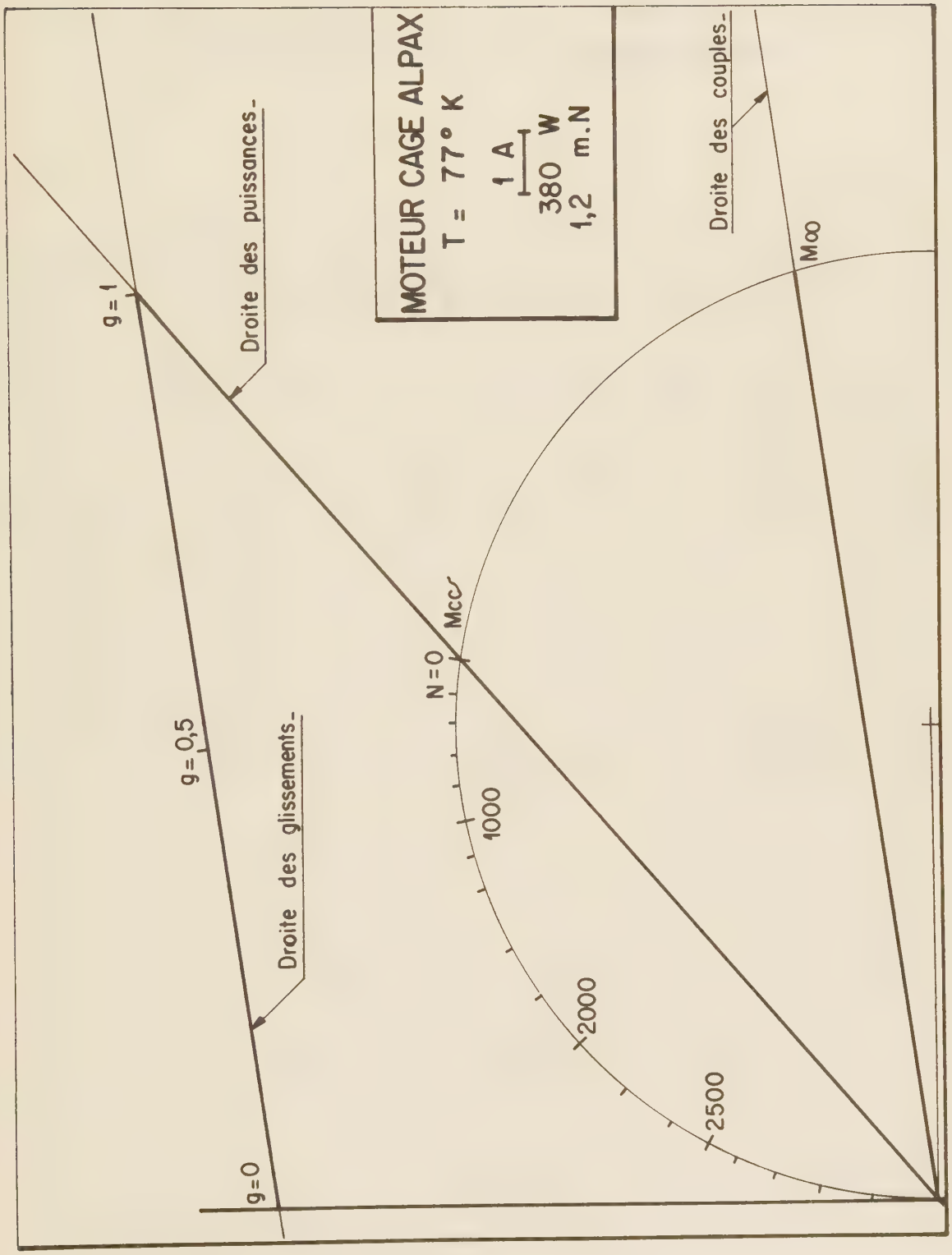


Fig:4-26_Diagramme du cercle_

ESSAI n° 22I

Moteur Cage Alpax
Température 77°K
Fonctionnement en court-circuit

U	I	cos φ	φ
V	A		°
20	0,73	-	-
40	2,68	0,420	65
60	4,70	0,500	60
70	5,64	0,52I	58
80	6,69	0,536	57
I00	8,I6	0,638	50
I27	I2,5	-	-

Courant de court-circuit Icc : I2,5 A
Angle de court-circuit φcc : 50°

ESSAI n° 223

Moteur Cage Alpax
Température 77°K
Fonctionnement à vide avec arbre de liaison

U Volt	I Ampère	φ °	cos φ -	RI^2 Watt	UI cos φ Watt	UI cosφ-RI^2 Watt
124	0,620	58	0,530	0,46	40,75	40,28
110	0,610	52	0,616	0,44	41,33	40,89
100	0,570	46	0,695	0,39	39,61	39,22
90	0,570	44	0,719	0,39	36,88	36,49
80	0,570	40	0,766	0,39	34,93	34,54
70	0,610	36	0,809	0,45	34,54	34,10
60	0,680	30	0,819	0,55	33,41	32,86
50	0,800	30	0,819	0,77	32,76	32,00

Pertes mécaniques au synchronisme estimées à 100 W

ESSAI n° 224

Moteur Cage Alpax
Température 77°K
Fonctionnement en charge

U	I	W	cos φ	φ	N	Cm	Cr	P	η
V	A	W		°	tr/mn	mN	mN		%
I27	0.67	I05	0.4I0	66	299O	0.00	0.I0	3I	3O
I27	0.84	2I0	0.655	49	296O	0.25	0.35	I08	5I
I27	I.05	3I5	0.785	38	293O	0.6O	0.7O	2I5	68
I27	I.I9	375	0.83O	34	29I0	0.8O	0.9O	275	73
I27	I.45	48O	0.865	3O	288O	I.I0	I.2O	362	75
I27	I.7O	578	0.895	27	286O	I.25	I.35	4O4	7O
I27	I.63	57O	0.9I5	24	286O	I.35	I.45	434	76
I27	I.9O	68O	0.945	I9	284O	I.8O	I.9O	565	84
I27	2.00	7O5	0.93	2I,5	282O	2.2O	2.3O	679	96

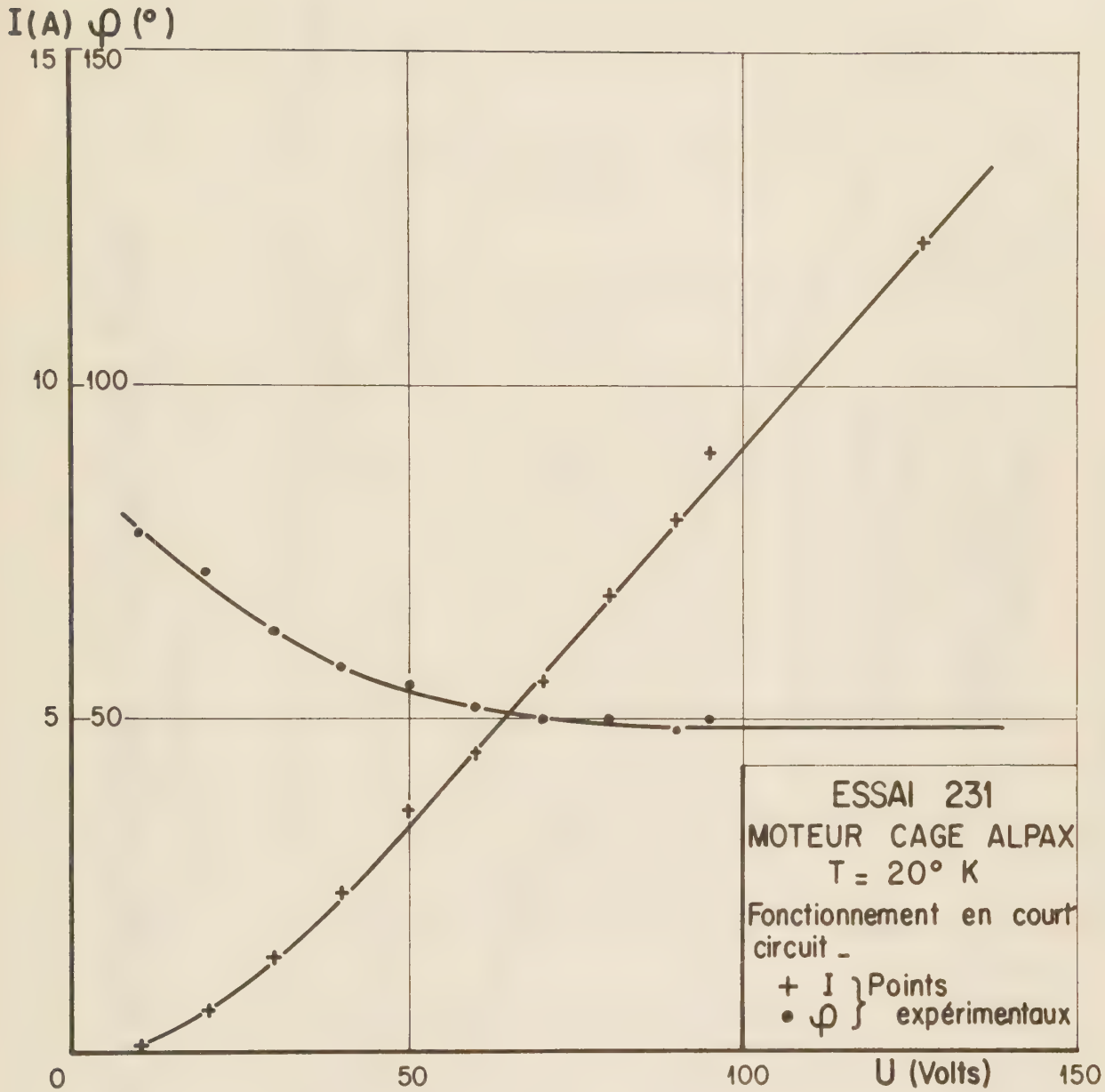


Fig:4-27_Intensité (I) et angle de phase (φ) en fonction de la tension (U)_

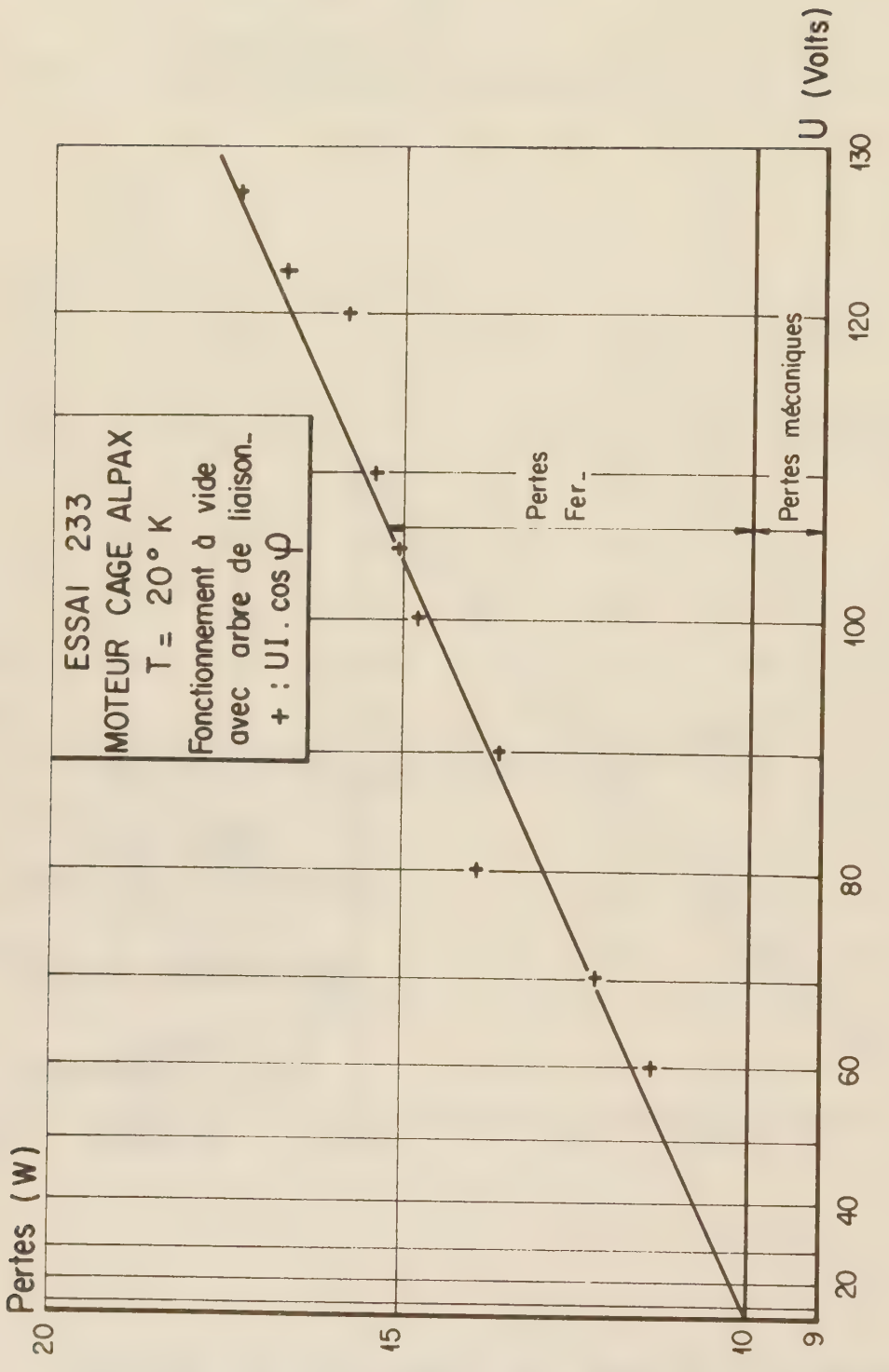


Fig:4-28.Séparation des pertes par essai à vide sous tension variable.

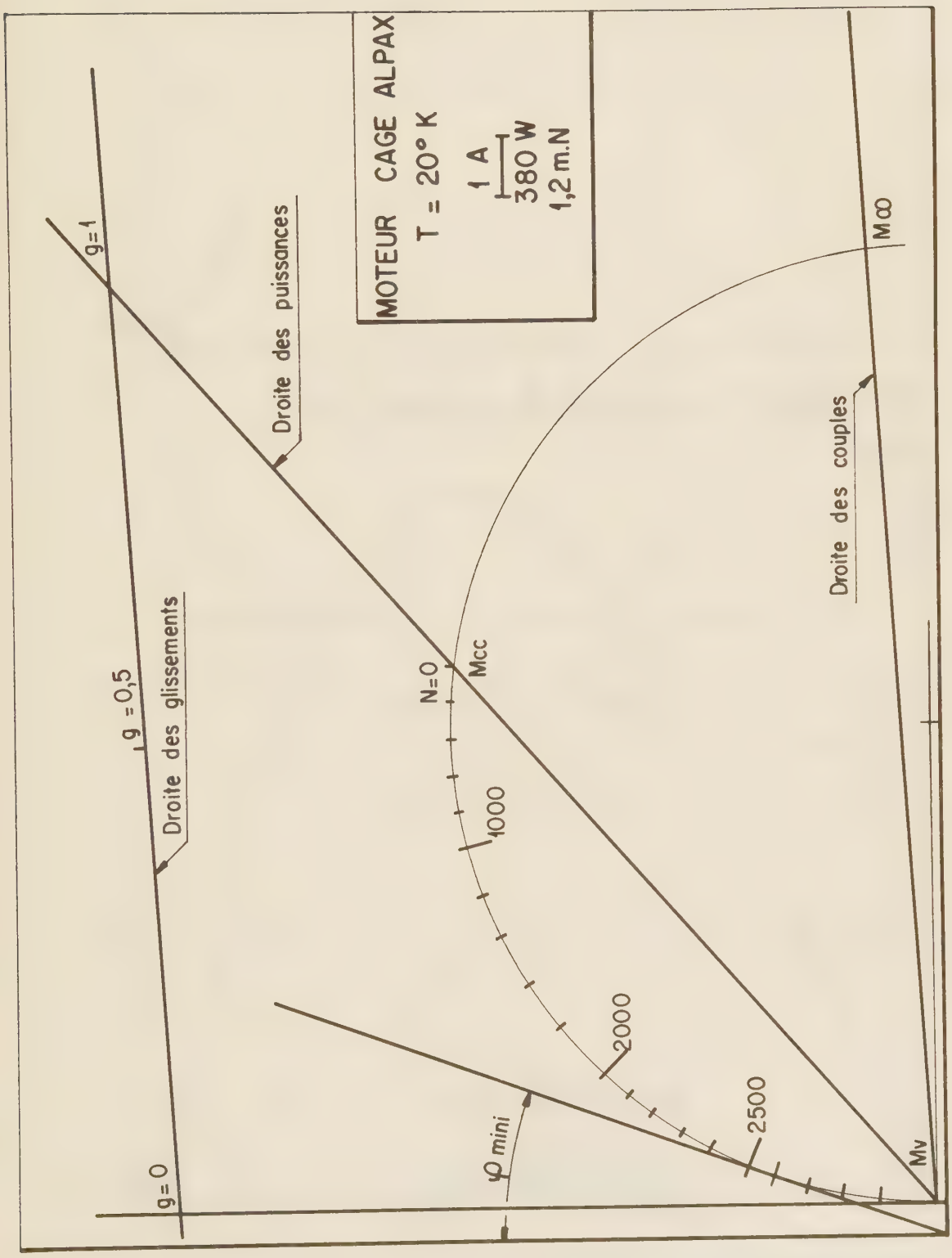


Fig:4-29_Diagramme du cercle_

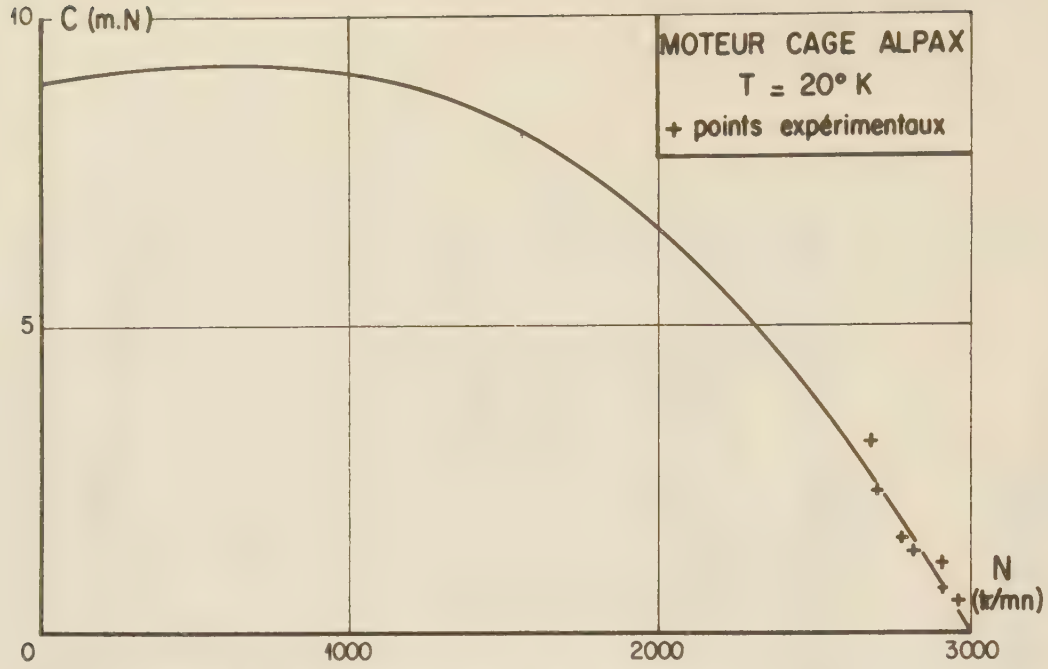


Fig:4-30_Couple (C) en fonction de la vitesse (N)_

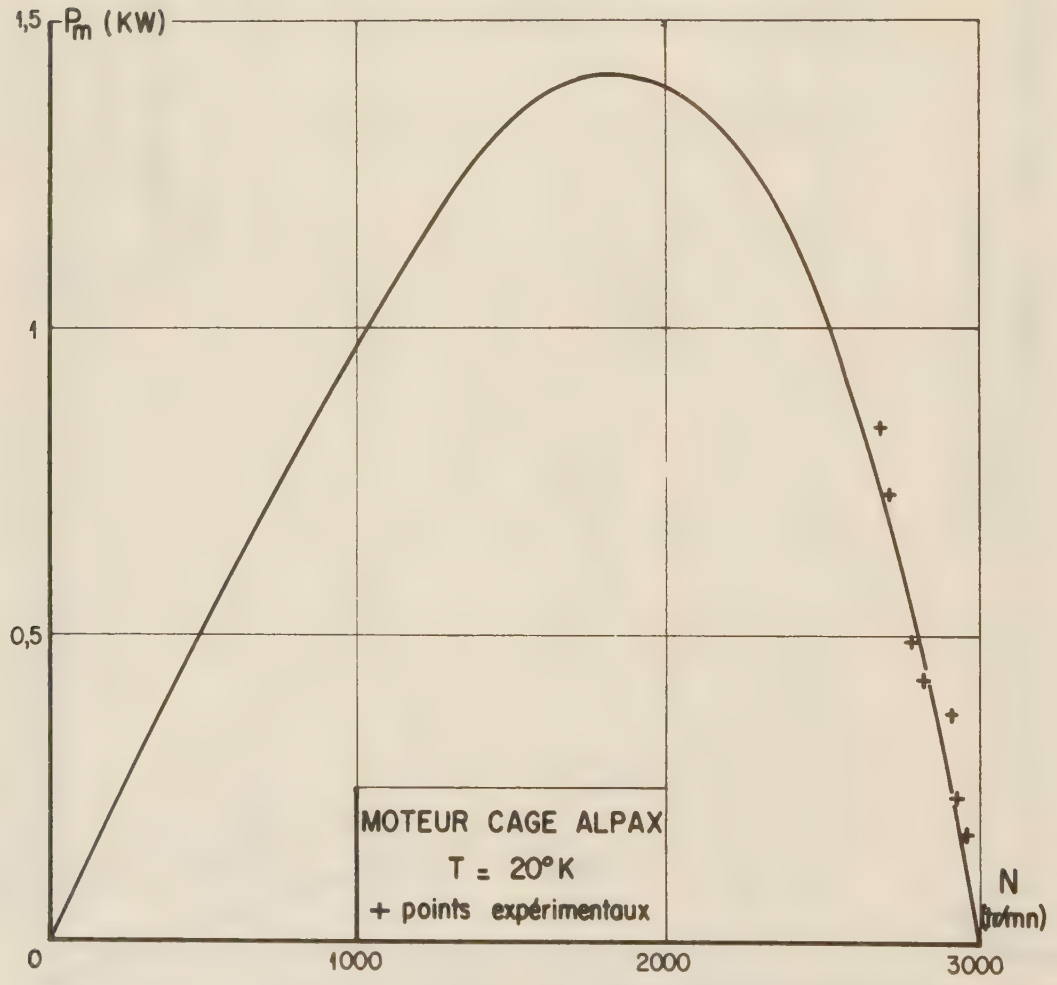


Fig:4-31_Puissance mécanique (Pm) en fonction de la vitesse (N)_

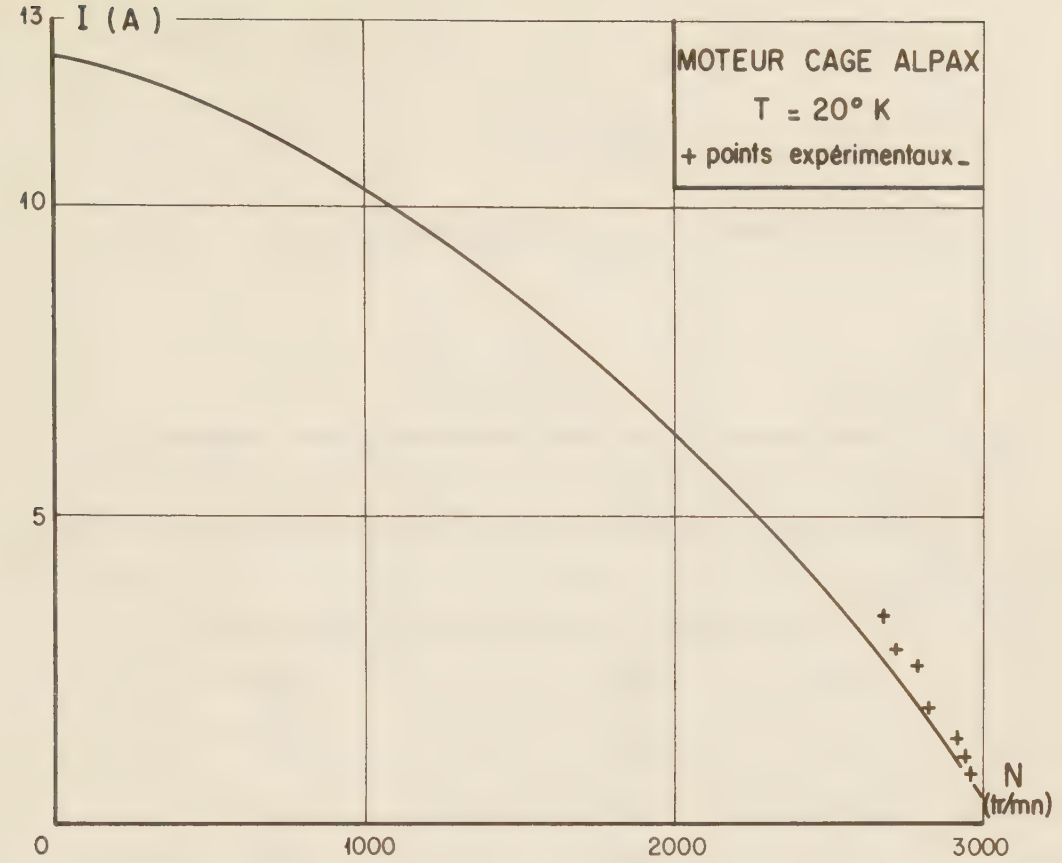


Fig:4-32_Intensité (I) en fonction de la vitesse (N)_

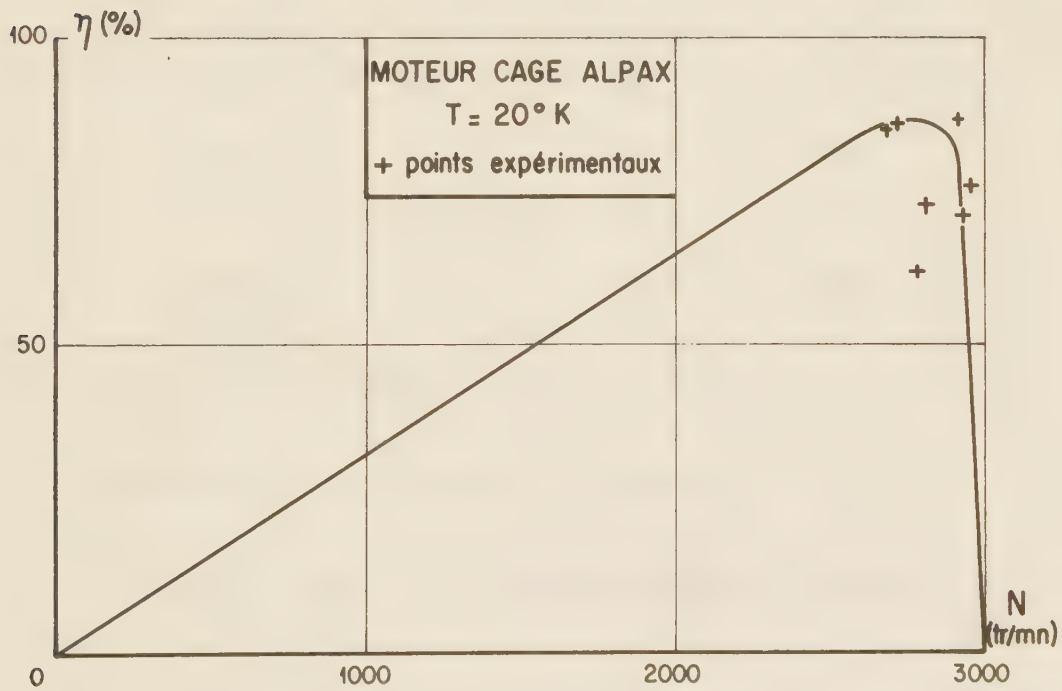


Fig:4-33_Rendement (η) en fonction de la vitesse (N)_

ESSAI n° 23I

Moteur Cage Alpax
Température 20°K
Fonctionnement en court circuit

U	I	φ	cos φ
V	A	°	
IO	O,I2O	78	O,2O8
2O	O,6O	72	O,3O4
3O	I,42	63	O,454
4O	2,37	58	O,53O
5O	3,42	55	O,574
6O	4,5O	52	O,6I5
7O	5,55	5O	O,643
8O	6,85	5O	O,643
9O	8,OI	48	O,669
95	9,O	5O	O,643

Courant de Court-circuit Icc : I2.2 A

Angle de Court-circuit φ cc : 50°

ESSAI n° 233

Moteur Cage Alpax
Température 20°K
Fonctionnement à vide avec arbre de liaison

U	I	φ	cos φ	RI^2	UI cos φ	UI cos φ -RI^2
Volt	Ampère	°	-	Watt	Watt	Watt
60	0,29	49	0,656	0,040	II,4I	II,37
70	0,29	53	0,602	0,040	I2,22	I2,I8
80	0,32	58	0,545	0,045	I3,95	I3,90
90	0,34	63,5	0,446	0,050	I3,65	I3,60
I00	0,38	67	0,39I	0,070	I4,85	I4,78
II0	0,43	7I	0,326	0,085	I5,4I	I5,33
I20	0,48	74	0,276	0,I05	I5,90	I5,79
I22	0,50	74	0,273	0,II5	I6,8I	I6,70

Pertes Mécaniques au synchronisme 30 W

Pertes fer à la tension nominale 22 W

ESSAI n° 234

Moteur cage Alpax
Température 20°K
Fonctionnement en charge

U	I	cos φ	φ	P_W	Cm	Cr	N	Pm	η
V	A		°	W	mN	mN	tr/mn	W	
I22	0,86	0,755	4I	238	0,48	0,58	2960	I80	0,76
II9	I,I2	0,848	32	340	0,675	0,78	2940	240	0,7I
II8	I,42	0,857	3I	430	I,I25	I,225	2920	375	0,87
II5	I,90	0,898	26	590	I,35	I,45	2820	428	0,73
II3	2,60	0,89I	27	785	I,575	I,675	2790	490	0,62
II2	2,85	0,882	28	855	2,475	2,575	2720	733	0,86
II0	3,38	0,882	28	990	2,975	3,075	2680	842	0,85

Les courbes donnant la puissance, le couple, l'intensité et le rendement, en fonction de la vitesse, ont été regroupées pour les trois températures d'essais (Fig. 4.34 à 4.37).

Elles montrent une augmentation de puissance d'un facteur 2,7 entre 20°K et 293°K. Cette augmentation est due à la diminution de résistance de l'inducteur qui, alimenté sous la même tension, est parcouru par un courant beaucoup plus fort. La perméabilité magnétique des tôles diminue d'environ 5 %, ce qui est défavorable. Nous n'avons trouvé aucune donnée sur la perméabilité magnétique de l'hydrogène liquide ou gazeux aux environs de son point d'ébullition.

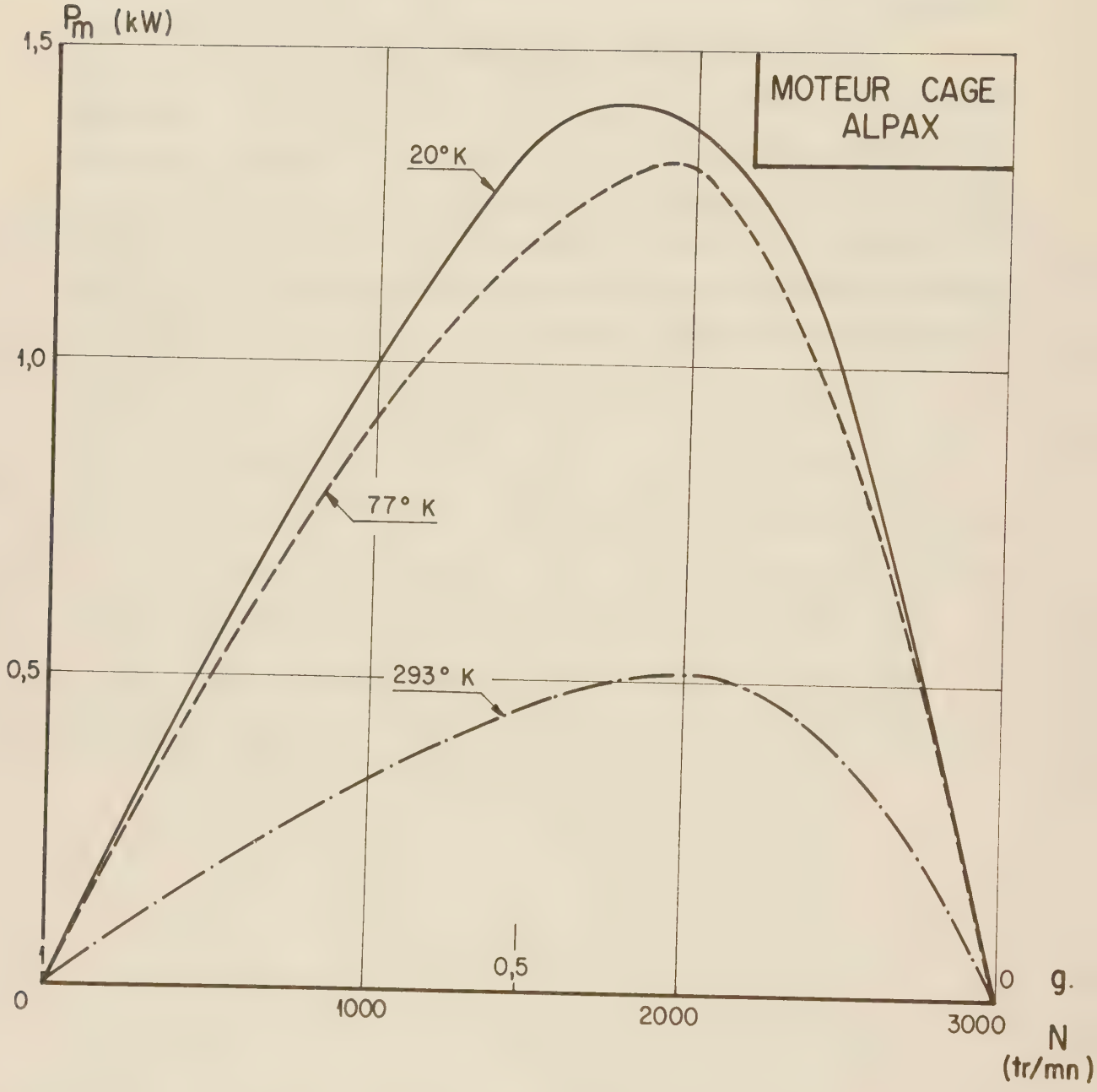
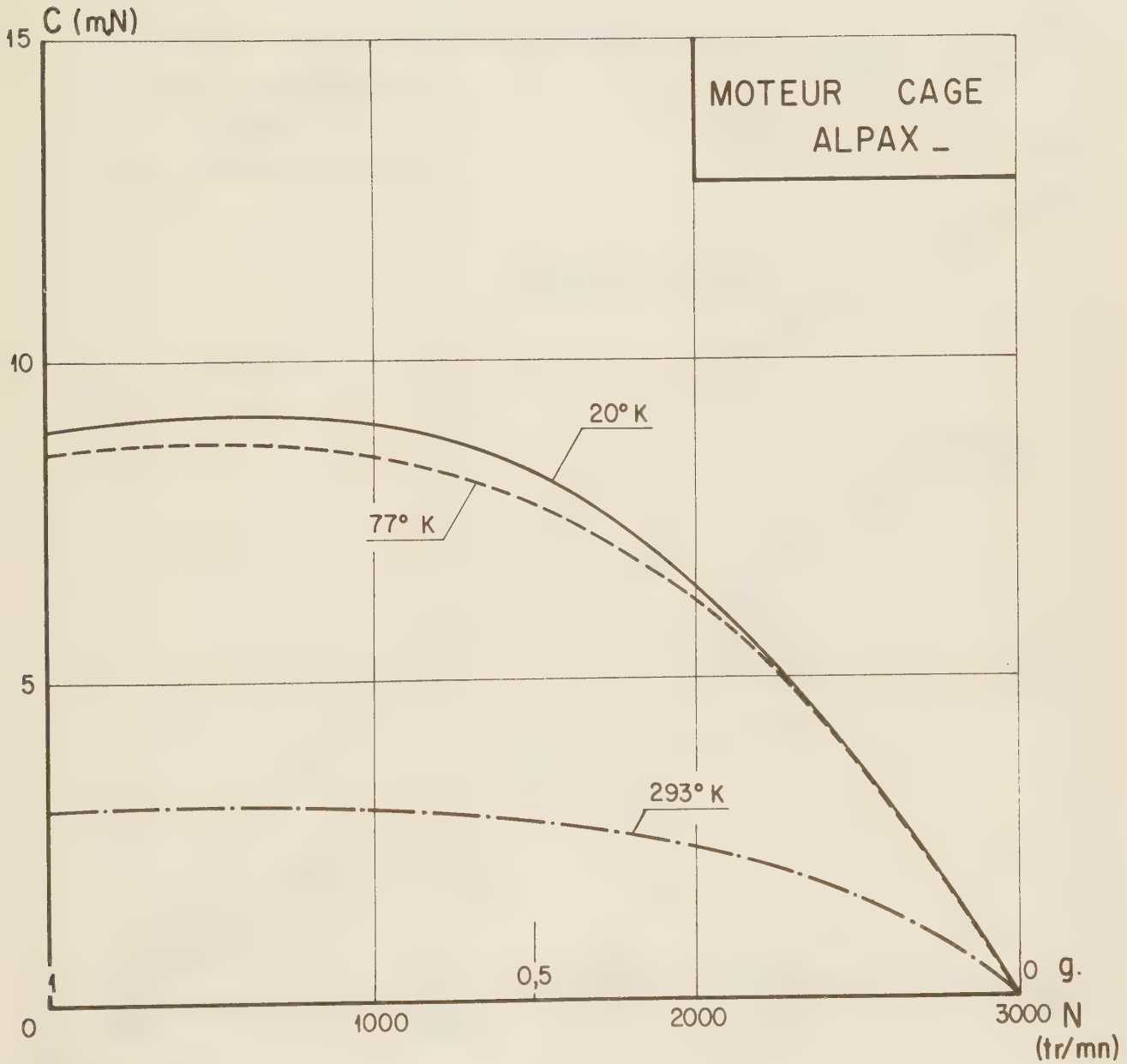


Fig:4-34_Caractéristiques $P_m(N)$ pour différentes températures_



g:4-35_Caractéristiques C(N) pour différentes températures_

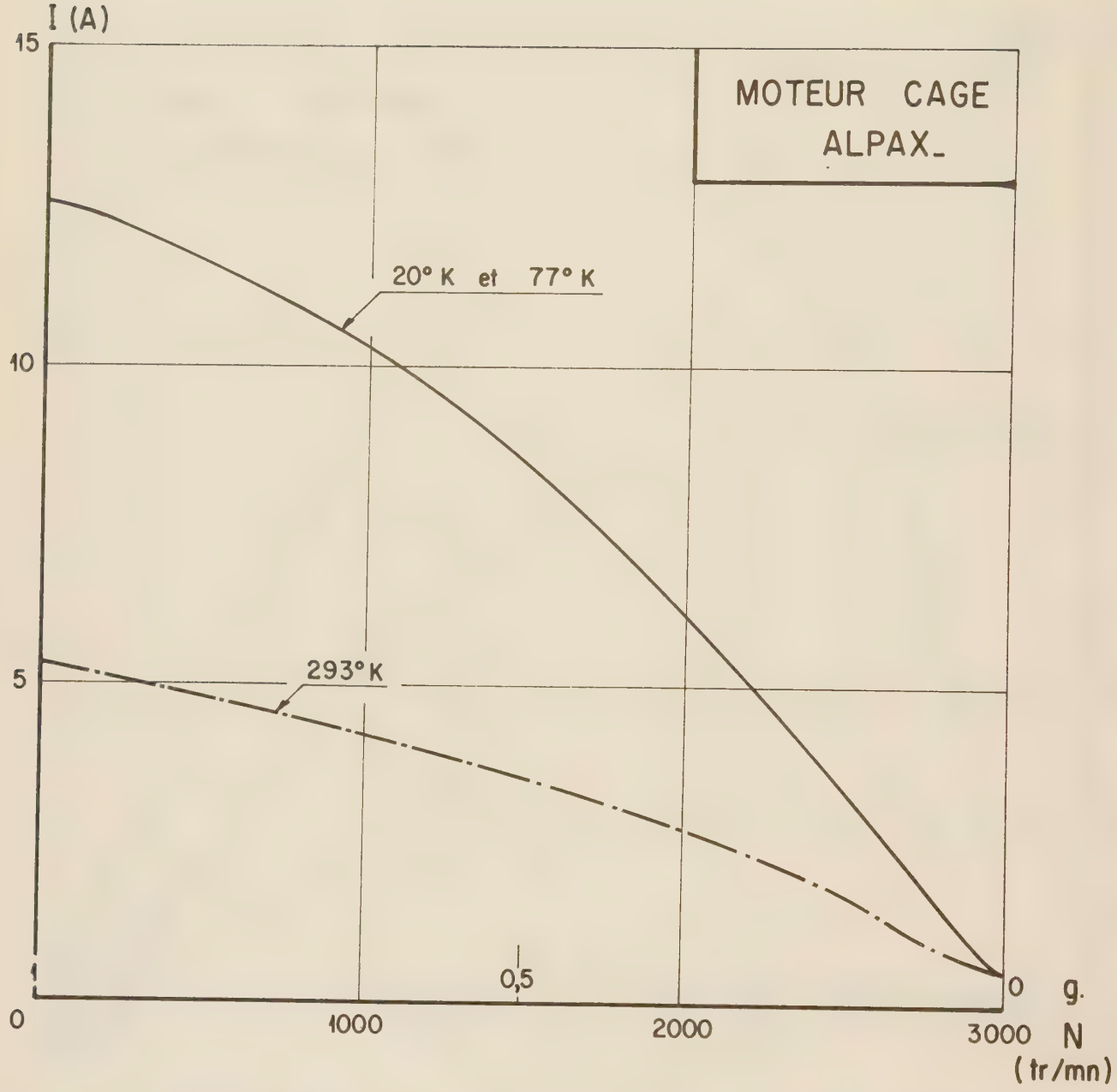


Fig:4-36_Caractéristiques I (N) pour différentes températures_

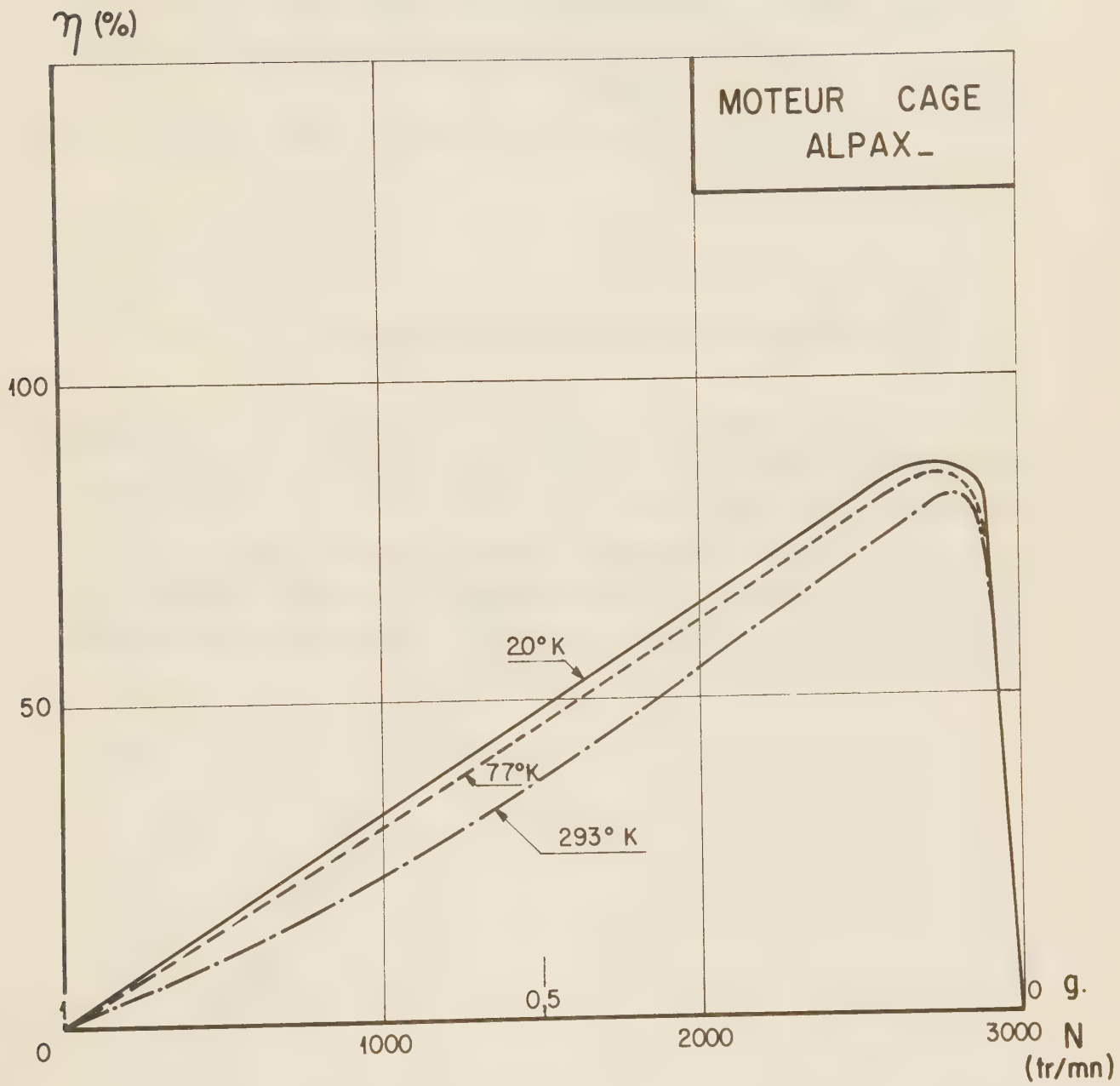


Fig:4-37_Caractéristiques η (N) pour différentes températures_

Nous constatons une augmentation des pertes fer comprise entre 5 % et 30 % (valeur probable 16 %) entre 20°K et 293°K alors que FAURE [7] a mesuré 23 % entre 77°K et 293°K et REDMOND [8] a calculé 25 % entre 4°K et 293°K.

Les pertes Joule stator diminuent d'un facteur important (de l'ordre de 40).

Le rendement global du moteur augmente de 65 % pour 293°K à 86 % pour 20°K.

5. CHOIX D'UNE TENSION DE FONCTIONNEMENT

La tension d'alimentation du moteur est un paramètre du fonctionnement que l'on peut optimiser en fonction de la puissance utile désirée.

A vide, les pertes électriques croissent avec la tension et en charge elles diminuent. Il existe donc un optimum de tension minimisant les pertes électriques pour chaque puissance utile désirée (Fig.4-38).

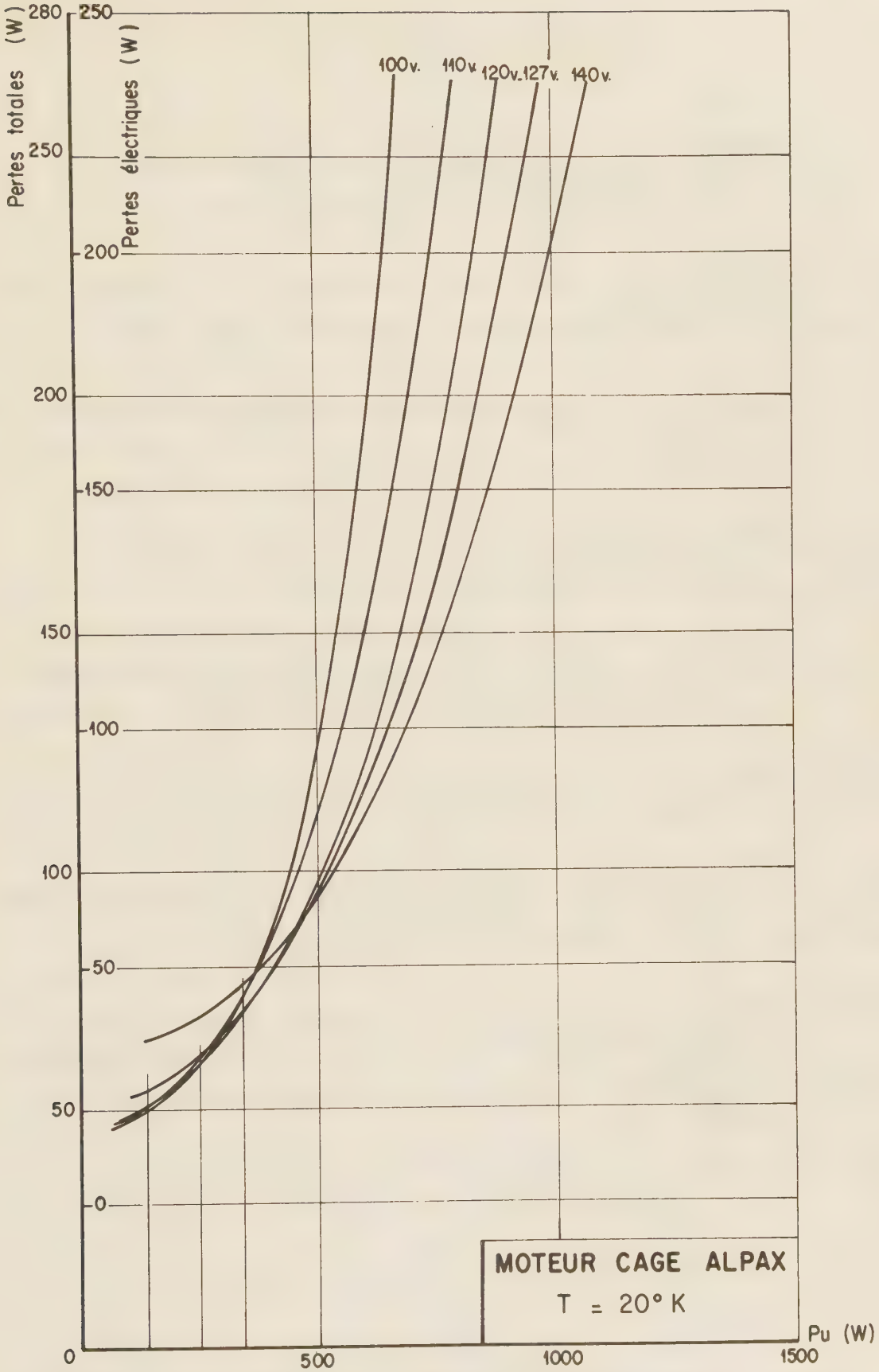


Fig:4-38_Pertes en fonction de la puissance utile sous différentes tensions_

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] KOLODEEV I.D. Cryogenic AC electric motor.
Inst. Exp. Teck. (USSR)
N° 6, pp. 1522-1523, Nov-Dec. 1968.

[2] MATHES K.N. Electrical insulation at cryogenic temperatures.
Electro-Technology, pp. 72-77, Sept. 1963.

[3] HEESELS J.I. Specific heat of G.E. 7031 varnish from 2 to 80°K.
Cryogenics, p. 483, Dec. 1971.

[4] General Electric.
7031 insulating varnish and adhesive.
Product Data PD 605.

[5] CLARK A.F. et al. Electrical resistivity of some engineering alloys at low temperature.
Cryogenics, pp.295-305, August 1970.

[6] REDMOND J.H. Cryogenically cooled motors.
Electro-Technology, pp. 83-89, July 1964.

[7] FAURE et MOREAU Fonctionnement d'un moteur NOVACEM type 60 dans l'azote liquide.
Rapport CEM ES 348, Novembre 1957.

[8] REDMOND J.H. and BOTT F.W. Design study of an A.C. motor to operate in helium from liquid to gaseous state.
Spacecraft rockets, vol. 5, pp. 1065-1069,
Sept. 1968.

CHAPITRE 5

POMPE A HYDROGENE LIQUIDE

Une pompe destinée à fonctionner dans l'hydrogène liquide a été étudiée et réalisée par ROWE [1]. Nous avons déterminé sa caractéristique débit-pression avec de l'eau à la température ambiante et, à l'aide d'un calcul de similitude, déduit ses performances à l'hydrogène liquide.

Cette pompe comprend trois parties :

a) un inducteur (Fig. 5-1a) destiné à mettre le fluide en vitesse, de façon progressive, pour éviter la cavitation. Il est constitué par une double hélice portée par un noyau conique. Cet inducteur a été conçu d'après les travaux de VANICA [2], WILCOX [3] et SCHALLA [4].

b) une roue (Fig. 5-1b) dont le grand diamètre est de 120 mm et la section de sortie de 706 mm^2. L'angle de sortie des ailettes est $\beta_2 = 90°$.

c) la volute (Fig. 5-1c) destinée à récupérer l'énergie cinétique du fluide à la sortie de la roue.

Toutes les pièces de cette pompe ont été réalisées en acier inoxydable NS 225.

La pompe, montée sur un circuit d'eau à température ambiante, a été essayée à la vitesse constante $n_1 = 2\ 850$ tr/mn pour diverses pertes de charges de circuit (Fig. 5-2).

Dans les conditions de l'essai, la hauteur manométrique de fluide donnée par la formule d'EULER, est :

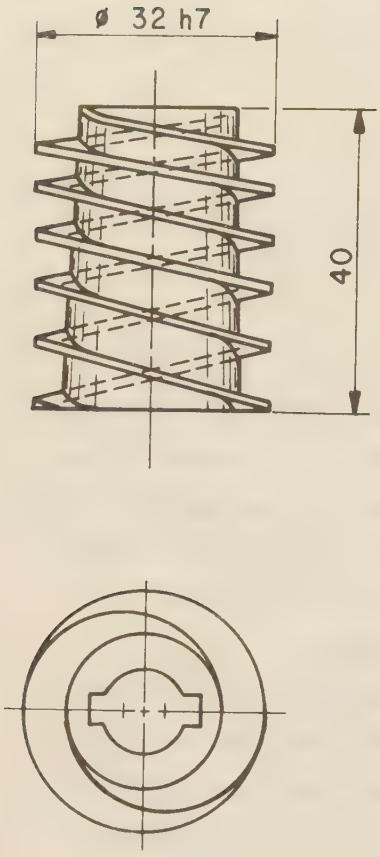
$$H_{mE} = \frac{r_2^{\,2}\ \omega^2}{g} = 32{,}7 \text{ m}$$

avec :

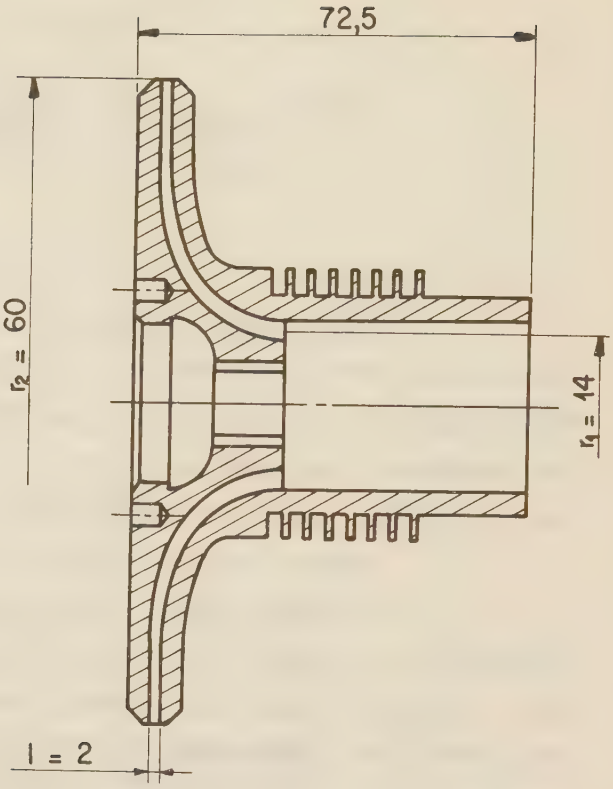
$r_2 = 0{,}06$ m , grand rayon de la pompe,

$\omega = 298{,}5$ rad/s, vitesse angulaire de la pompe,

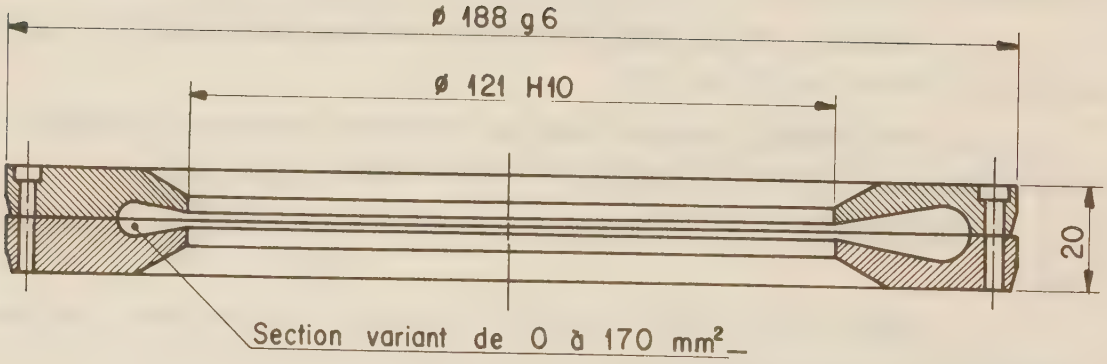
$g = 9{,}81$ m/s^2 , accélération de la pesanteur.



-a- Inducteur-

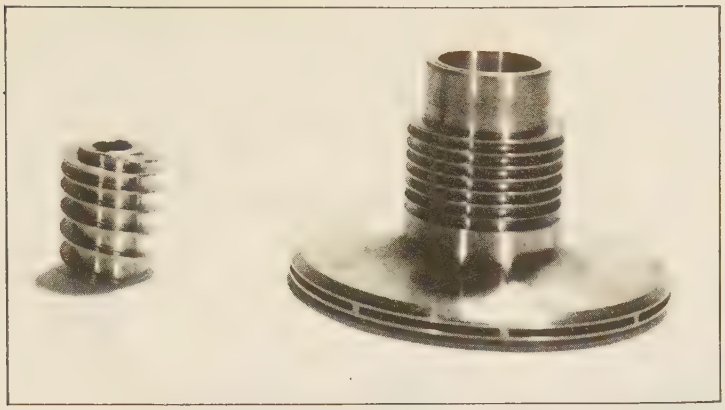


-b- Roue-



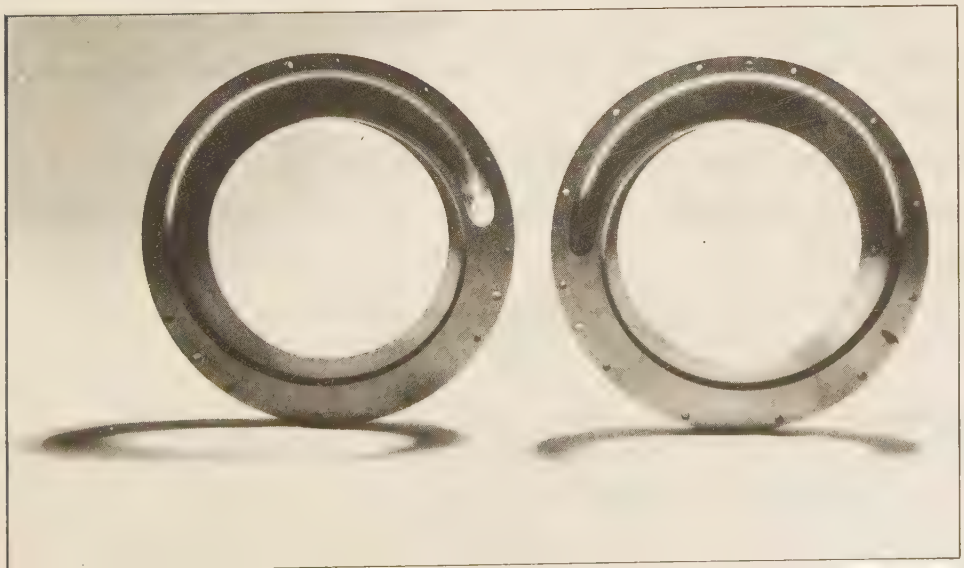
-c- Volute-

Fig:5-1 - Eléments de la pompe -



Inducteur et roue.

Roue.



Volute.

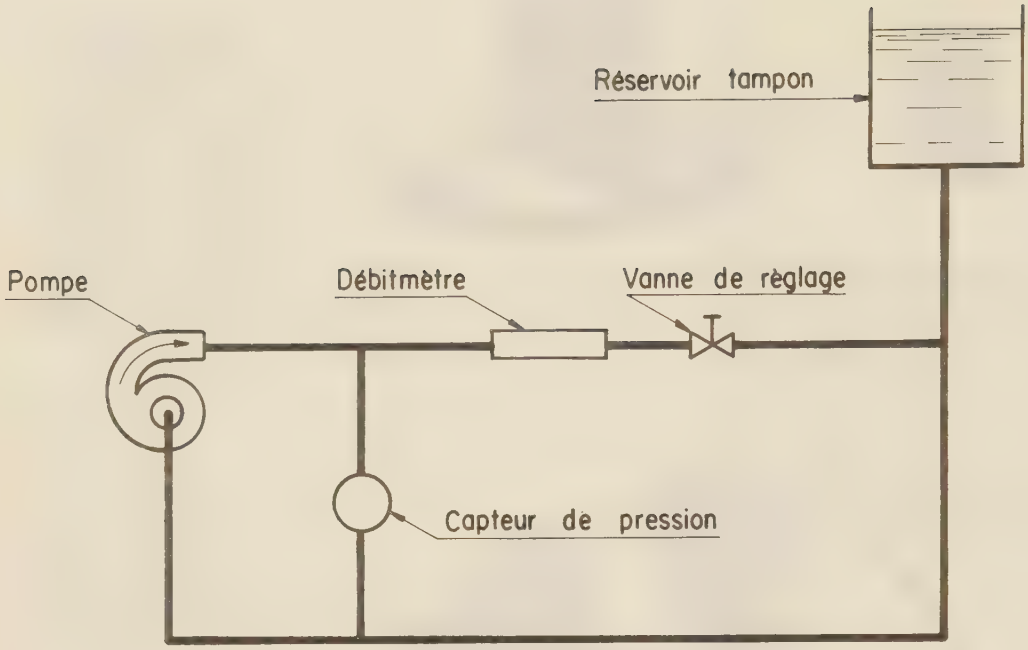


Fig: 5-2 _ Schéma du circuit d'essai de pompe _

En pratique, on sait que la hauteur fournie est environ la moitié de la hauteur H_{mE} car la volute ne transforme pas toute l'énergie cinétique du fluide en pression.

On pouvait donc espérer une hauteur H_f = 16,35 m et un débit Q_f = 910 ℓ/h. La courbe débit-pression relevée correspond bien à ces prévisions (Fig. 5-3).

En écrivant la similitude de fonctionnement de la pompe pour l'hydrogène liquide à 12 000 tr/mn et pour l'eau à 2 850 tr/mn, nous avons pu tracer une courbe débit-pression (Fig.5-4) pour ces conditions.

Pour deux fonctionnements semblables, le débit est proportionnel à la vitesse de rotation et la hauteur manométrique à son carré.

$$Q_{LH_2} = Q_{H_2O} \times \frac{N_{LH_2}}{N_{H_2O}}$$

$$H_{LH_2} = H_{H_2O} \times \left(\frac{N_{LH_2}}{N_{H_2O}} \right)^2$$

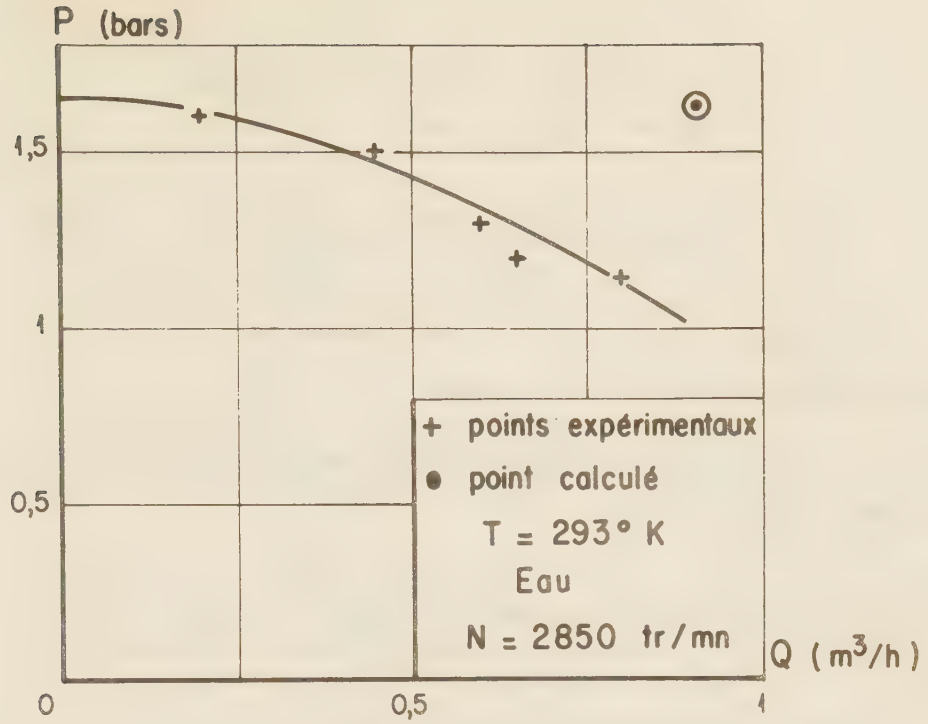


Fig:5-3_Courbe débit - pression mesurée_

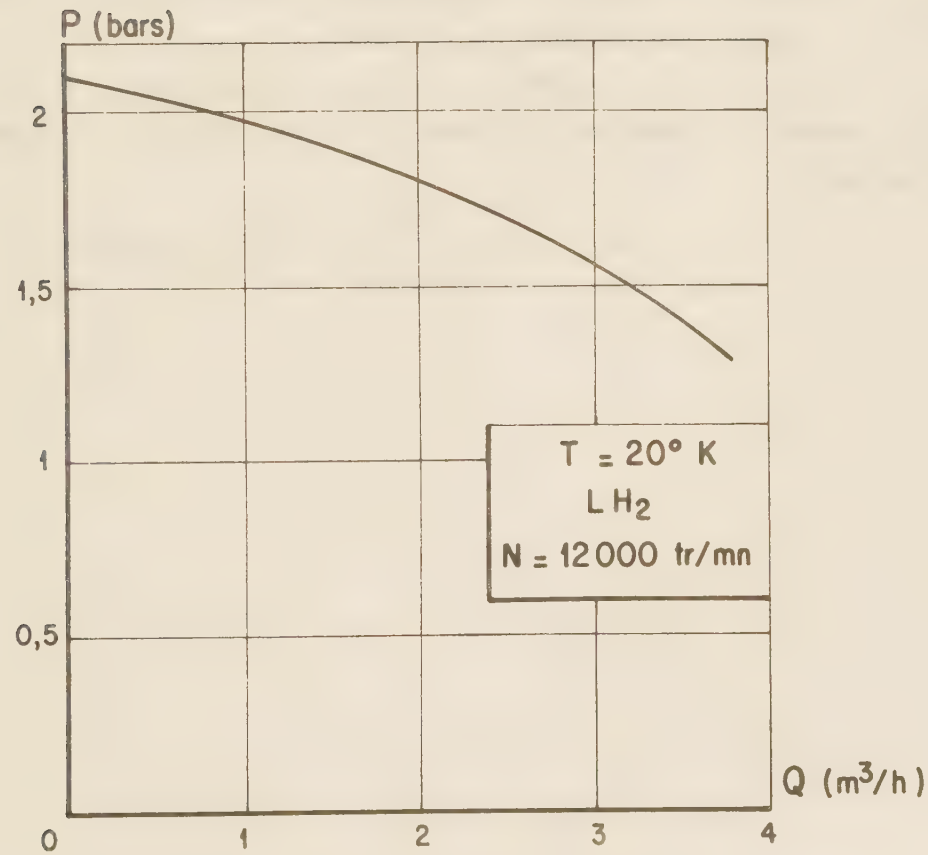


Fig:5-4_Courbe débit - pression obtenue par similitude_

La pression fournie est :

$$P_{LH_2} = H_{LH_2} \times \rho_{LH_2} \times g \times 10^{-5}$$

P	en bars	ρ	en g/ℓ
H	en m	g	en m/s^2

La vitesse spécifique de cette pompe est donnée par la relation suivante :

$$n_s = 3{,}65 \frac{N\ Q^{0,5}}{H^{0,75}}$$

avec :

N	vitesse de rotation en tr/mn
Q	débit volumique en m^3/s
H	hauteur manométrique en m

Cette grandeur ne dépend en fait que de la géométrie de la pompe. On trouve $n_s = 19$.

Cette valeur permet de classer la pompe étudiée dans la gamme des pompes fortement centrifuges et d'espérer un rendement :

$$\eta = \frac{Q \times \rho \times g \times H}{P_{fournie}}$$ de l'ordre de 50 %.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] ROWE A. Projet de pompe à hydrogène liquide.
Note CENG/ASP N° 67-08,
Septembre 1967.

[2] VANICA A.F. et BEVERIDGE J.H. Inlet design consideration for a liquid hydrogen pump.
Advances in Cryogenic Engineering,
Vol. 9, 1963, pp.513-520.

[3] WILCOX W.W., MING P.R., DAVIS R.L. Performances of an inducer impeller combination at or near boiling conditions for liquid hydrogen.
Advances in Cryogenic Engineering,
Vol. 8, 1962, pp. 446-455.

[4] SCHALLA C.A. Liquid hydrogen booster pump for aerospace ground support system.
Advances in Cryogenic Engineering,
Vol. 9, 1964, pp. 521-528.

CONCLUSION

Au terme de ce travail qui a été volontairement limité, nous voudrions tirer quelques conclusions et dégager de nouvelles directions d'études.

Nous avons pu réunir les éléments d'une machine tournante immergée dans un fluide cryogénique. Par des modifications successives des formes et des matériaux des cages de roulements, nous avons augmenter la durée de vie de quelques minutes à plus de six cents heures. Le moteur électrique que nous avons réalisé s'est avéré, dès les premiers essais, avoir un fonctionnement satisfaisant, mais il paraît néanmoins intéressant d'en poursuivre l'étude pour améliorer le rendement. Une optimisation des dimensions du circuit magnétique reste à faire. Nous avons établi les caractéristiques d'une pompe fonctionnant avec ces éléments.

Grâce à une collaboration fructueuse entre les sociétés françaises S.N.R. et C.E.M. et notre Laboratoire, il est désormais possible de construire des machines tournantes immergées ayant une durée de vie de l'ordre de 1000 h. Cette durée de vie n'est actuellement limitée que par celle des paliers. Des progrès sensibles peuvent être réalisés, il est donc souhaitable que leur mise au point se poursuive.

Les avantages de la solution immergée pour les machines travaillant à basse température sont appréciables par la diminution de l'encombrement et par la réduction des pertes thermiques qu'elle amène. On prévoit depuis longtemps un développement important de la cryogénie industrielle dans des applications courantes telles que l'électrotechnique. Dès aujourd'hui, elle se révèle nécessaire pour résoudre certains problèmes rencontrés dans des domaines nouveaux tels que l'exploration spatiale ou sous-marine où les machines tournantes immergées trouveront naturellement leur place.

Manuscrit reçu le 17 septembre 1973

A N N E X E A

APPAREIL DE MESURE DE VITESSE DE ROTATION D'UN ROULEMENT A BILLES DANS L'HYDROGENE LIQUIDE

LISTE DES SYMBOLES UTILISES

C	Capacité d'un condensateur
e	Distance entre les armatures d'un condensateur
i	Courant dans une résistance
R	Résistance
S	Surface des armatures d'un condensateur
U	Tension fixe de référence
V	Tension variable
ε	Constante diélectrique

1. BUT DE L'APPAREIL

Cet appareil est destiné à mesurer la vitesse de rotation d'une pièce tournant, sans contact entre la sonde et la dite pièce, dans des milieux environnants très divers pourvu qu'ils soient fluides et non ionisés.

Ce compte-tours, basé sur une méthode électrostatique, est né d'un besoin très précis: dans le cadre d'une étude sur les roulements à billes tournant dans l'hydrogène liquide, il était nécessaire de connaître la vitesse de rotation de la cage maintenant les billes afin de la comparer à la vitesse de la bague tournante.

Nous avons mis au point un moyen de mesure mettant en jeu de très faibles puissances afin de ne pas perturber le phénomène observé (interaction estimée à 10^{-8} W). D'autre part, le signal électrique de sortie peut être facilement utilisé soit pour un enregistrement direct, soit pour insérer le capteur de vitesse dans une chaîne d'asservissement.

Enfin, l'appareil consiste en une sonde de mesure de très faibles dimensions reliée à un boîtier électronique par de simples fils électriques. Ceci permet de loger aisément la sonde dans des enceintes de faibles dimensions, le boîtier étant à l'extérieur. Ce dernier point est un avantage essentiel sur les capteurs de vitesses classiques.

2. PRINCIPE DE L'APPAREIL

2.1. Existence et utilisation d'une variation de capacité

Considérons une sonde métallique placée à proximité de la pièce en mouvement. Il existe entre la sonde et la pièce une capacité $C = \frac{\varepsilon \times S}{e}$ dans laquelle :

ε constante diélectrique du milieu,

S surface des pièces en regard,

e distance entre la sonde et la pièce.

Nous choisissons la formule des condensateurs plans car les rayons de courbures des surfaces en regard sont généralement très grands par rapport à e .

Toute variation périodique d'une de ces grandeurs se traduit par une variation périodique de la capacité que l'on mesure.

Le système peut se schématiser de la façon indiquée sur les figures 1 et 2, suivant que le corps est ou n'est pas relié à la masse.

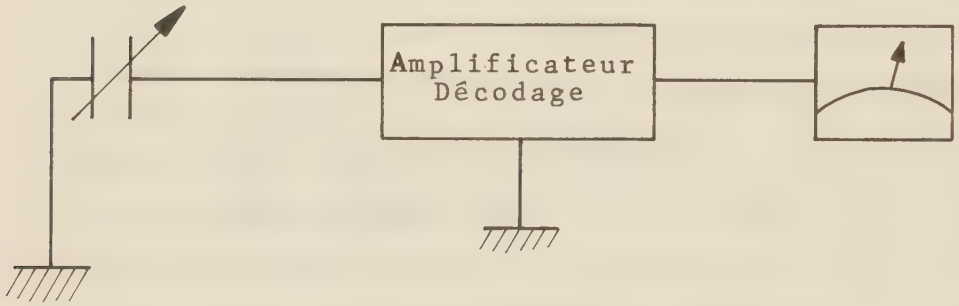


Fig. 1 : Corps relié à la masse.

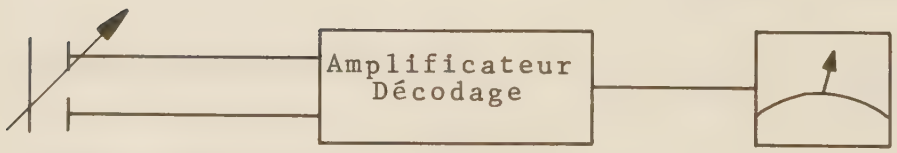


Fig. 2 : Corps isolé de la masse.

Nous avons dit que toute variation de ε, e ou S entraînait une variation de C.

Une irrégularité de forme géométrique de la pièce, par exemple : dents d'une roue d'engrenages (Fig.3), pans d'un écrou (Fig. 4) entraîne des variations de e et de S et peut ainsi être utilisée. Si la partie de la pièce qui défile devant la sonde est parfaitement régulière, nous pouvons créer une irrégularité en déposant soit un vernis isolant à haut pouvoir diélectrique si la pièce est conductrice, soit une peinture conductrice (par exemple, laque d'argent) si la pièce est isolante (Fig. 5). Il est aussi possible de rapporter une pièce, mais cela risque de perturber les phénomènes observés.

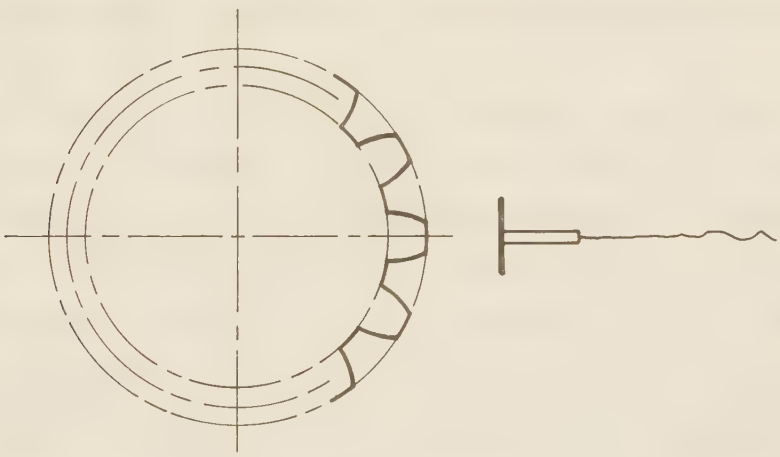


Fig.3 : Dents d'une roue d'engrenages.

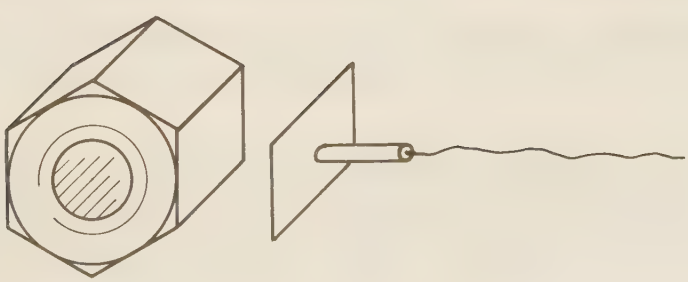


Fig.4 : Pans d'un écrou.

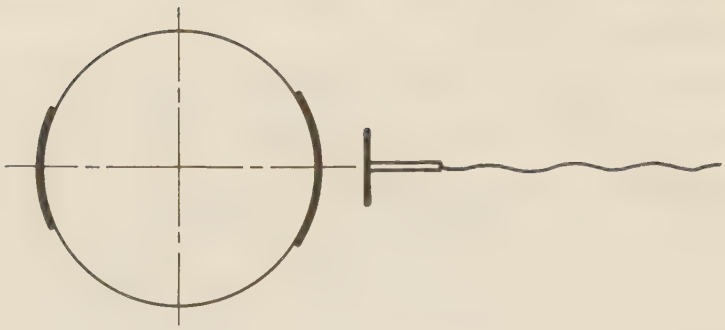


Fig.5 : Dépôt d'un vernis ou d'une peinture.

2.2. Influence de la liaison pièce-masse électrique

Nous avons distingué le cas d'une pièce isolée de la masse et le cas d'une pièce en contact électrique avec la masse. Ce dernier cas nous a paru au premier abord plus simple à traiter parce qu'il ne demandait qu'une seule sonde. Nous avons donc conçu et réalisé un appareil que nous décrivons dans le chapitre 3. Cet appareil, répondant à nos besoins immédiats, ne nous a pas apporté entière satisfaction pour deux raisons :

1) Le retour de l'information par la masse entraîne des parasites qui nécessitent de très fins réglages et des filtres pour leur élimination.

2) Le principe même de cet appareil nécessite une variation très rapide de capacité, ce qui entraîne une diminution rapide de la précision aux faibles vitesses.

Ces raisons nous ont conduit à concevoir un autre appareil, décrit plus loin, qui élimine les inconvénients précités, et qui nous a donné entière satisfaction.

3. APPAREIL POUR PIECES A LA MASSE

3.1. Principe

Sur les armatures du condensateur formé par la sonde et la pièce une tension continue constante U est appliquée à travers une résistance R élevée (quelques MΩ) Voir Fig. 6.

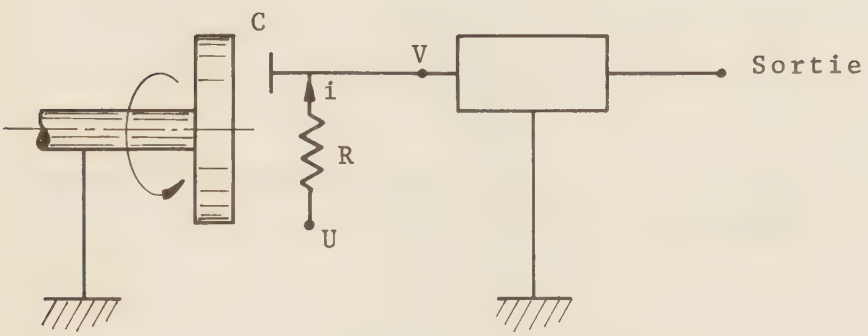


Fig. 6.

Toute variation de la capacité C se traduit par une variation du courant i traversant la résistance R et donc de la tension V . Ces variations sont en général faibles (de l'ordre du millivolt) mais après amplification on peut les utiliser pour déclencher un appareil de comptage :

- soit un fréquencemètre numérique avec convertisseur et imprimante,
- soit un ensemble mise en forme, différentiateur, monostable et intégrateur délivrant une tension continue que l'on pourra envoyer sur un enregistreur (par exemple, enregistreur potentiométrique).

3.2. Traitement des signaux

Pour mettre en forme le signal délivré par la sonde, il convient de l'amplifier. Nous avons interposé entre la sonde et l'amplificateur un étage d'adaptation d'impédance comportant un transistor à effet de champ. La grande impédance d'entrée de la sonde a également nécessité l'emploi de fils blindés pour son raccordement au boîtier électronique. L'amplificateur a un gain en tension d'environ 2 500.

La liaison entre l'amplificateur et l'étage de mise en forme est assurée par deux diodes en série qui éliminent les signaux de tension inférieure à 1,4 V, donc le bruit de fond. Voir Fig. 7.

L'appareil délivre en sortie des signaux de forme rectangulaire et d'amplitude fixe : 10 V (Fig. 8).

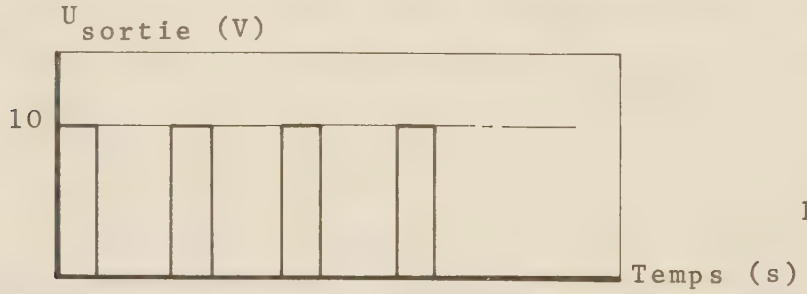


Fig. 8

Les tensions fixes de référence et d'alimentation du circuit sont fournies par une alimentation stabilisée. Des tensions de + 15 V, - 15 V et - 28 v sont obtenues avec une ondulation inférieure à 0,5 % (Voir Fig. 9).

3.3. Sonde

La sonde est formée par une simple pièce métallique, placée en regard de la pièce tournante, le plus près

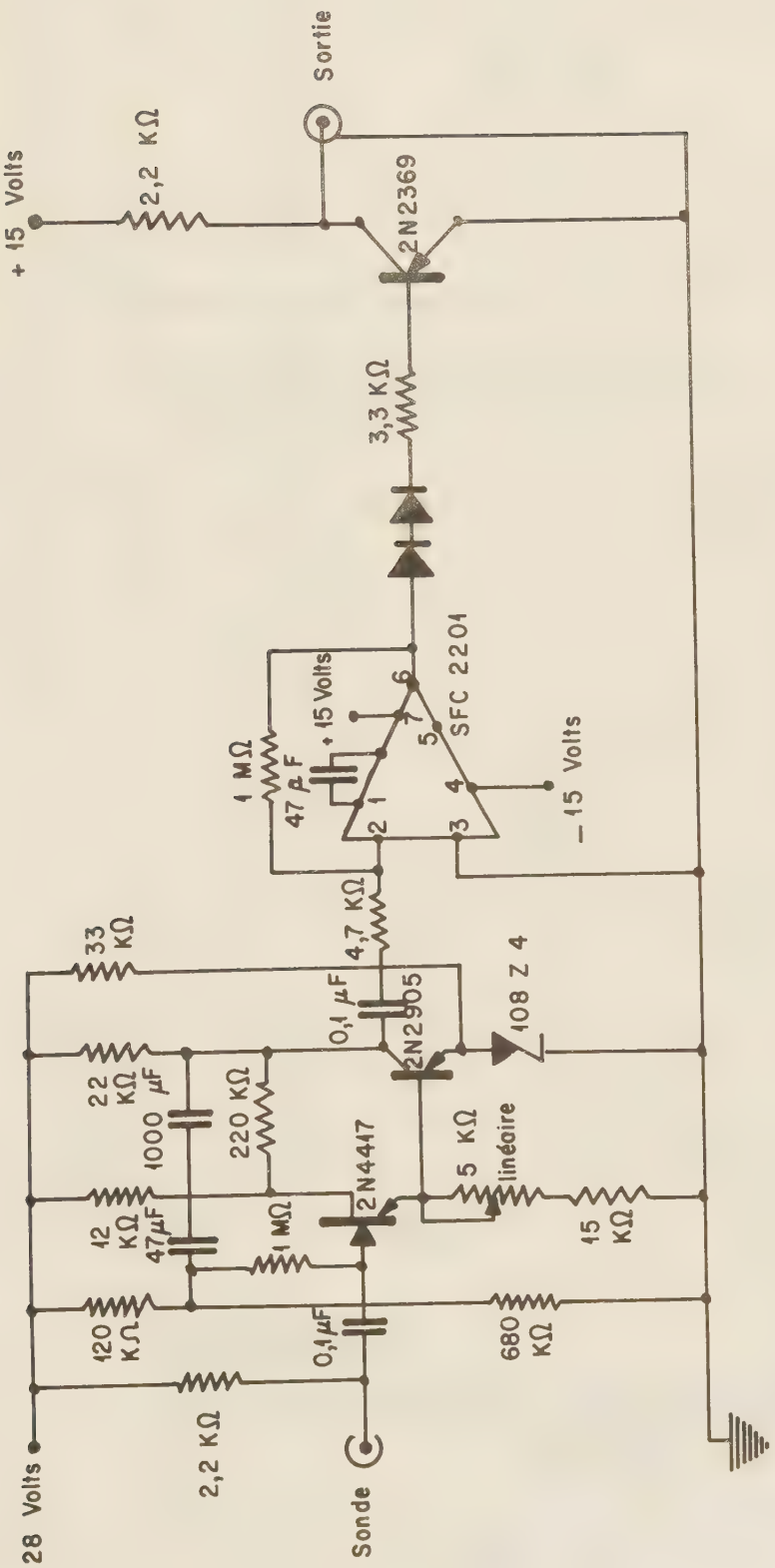


Fig: 7 – Adaptation d'impédance , amplification , mise en forme –

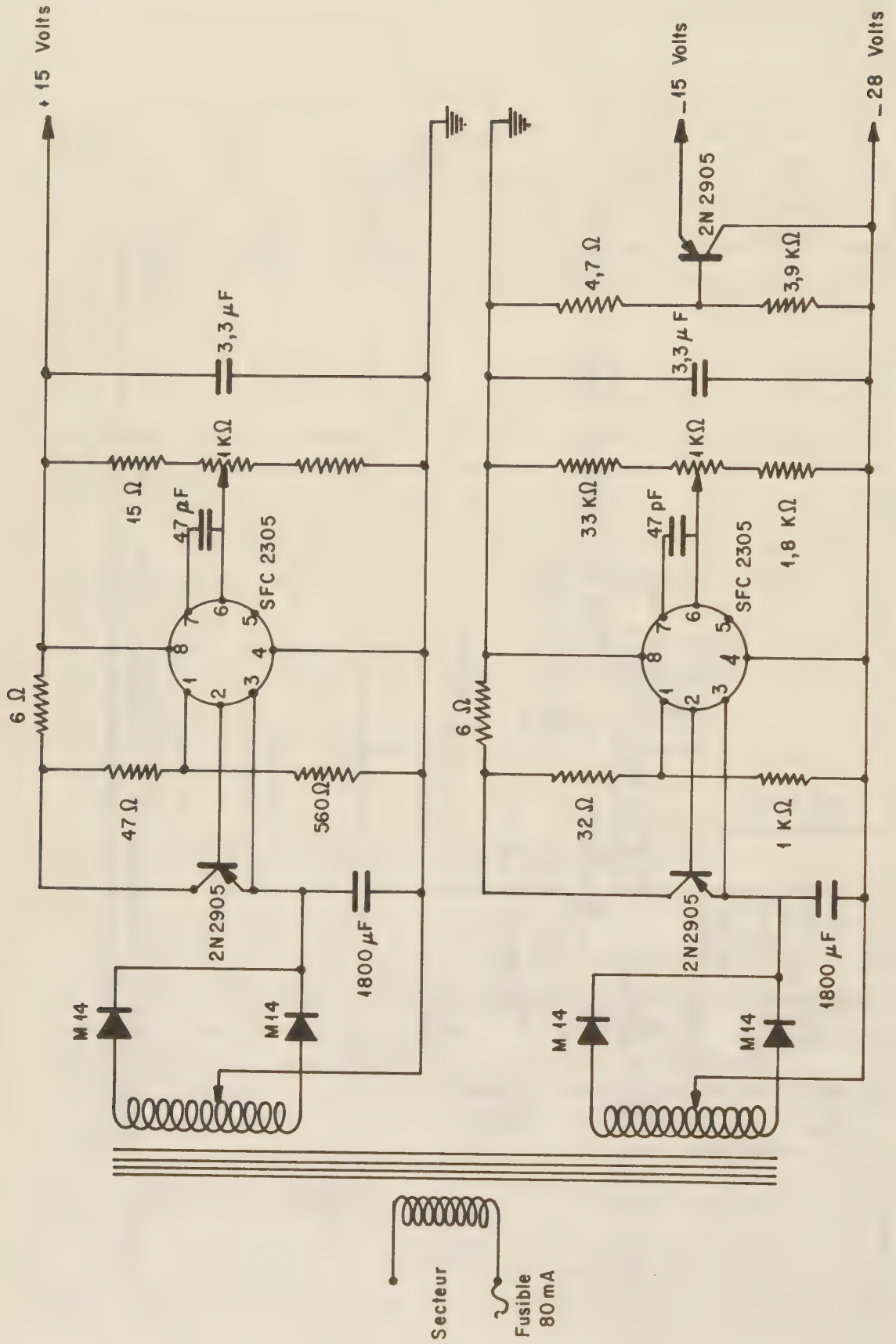


Fig: 9 - Alimentation stabilisée -

possible de celle-ci, et montée sur un support isolant. Il est bon de blinder la sonde jusqu'à son extrémité pour éviter de recueillir des tensions parasites. (Voir Fig.10)

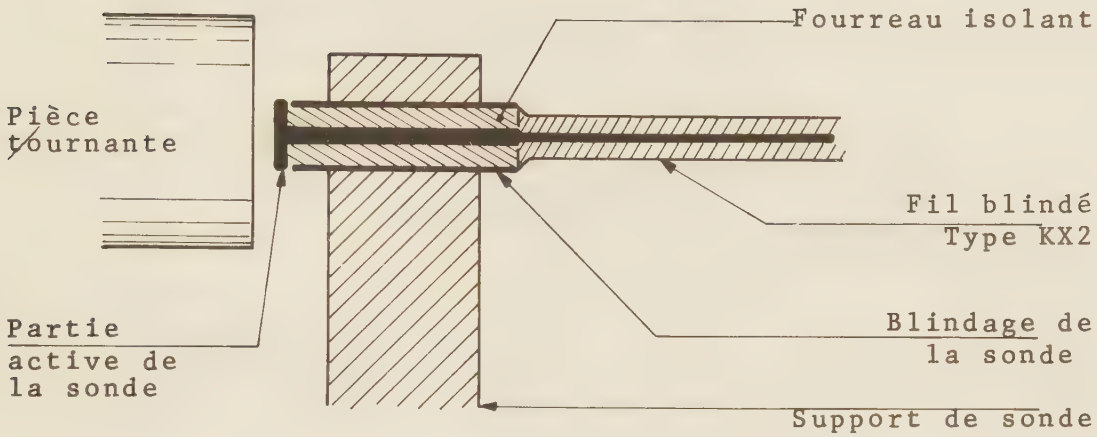


Fig. 10

3.4. Présentation de l'appareil

Toute la partie électronique de l'appareil est contenue dans une boîte de dimensions 190 mm × 120 mm × 100 mm pesant environ 2 kg (Voir Fig. 11).

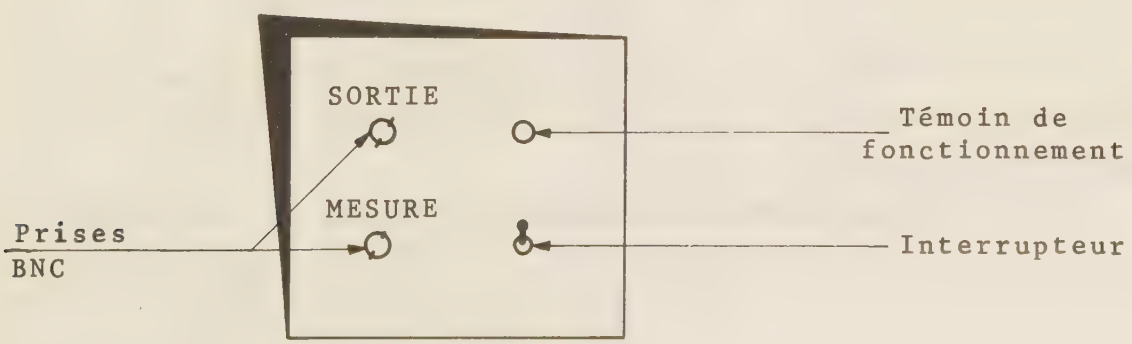


Fig. 11

4. APPAREIL POUR ISOLEES

4.1. Principe

Un condensateur à trois armatures, formées par la pièce tournante et une double sonde, est placé en série dans une chaîne comprenant un générateur de signaux et un détecteur réglé sur la même fréquence (455 K Hz) (Fig. 12)

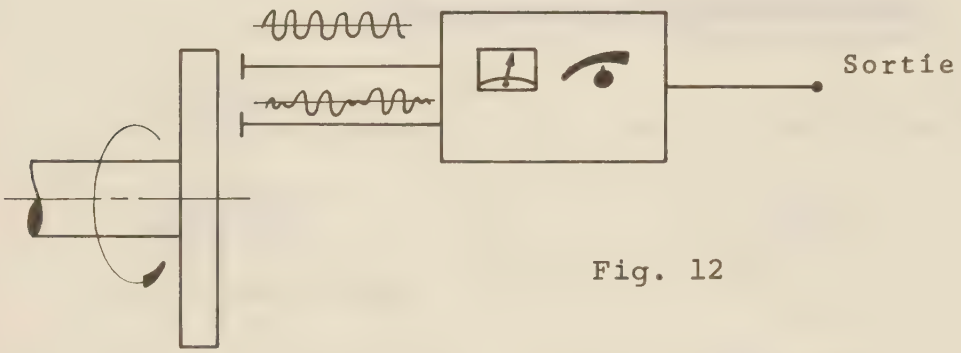


Fig. 12

Une partie de la sonde envoie un signal d'intensité réglable, et l'autre partie récupère ce signal modulé par les variations de la capacité de liaison.

La fréquence choisie, 455 K Hz, permet de moduler jusqu'à environ 50 K Hz (règle du 1/10) et il est facile de trouver des filtres ou des amplificateurs sélectifs réglés sur cette fréquence qui est utilisée en radiophonie.

4.2. Traitement des signaux

La partie électronique du système comprend un générateur à fréquence fixe 455 K Hz et un amplificateur sélectif (Voir Fig. 13 et 14).

La fréquence du générateur est fixée par un filtre céramique monté en réaction sur un oscillateur (Fig. 15).

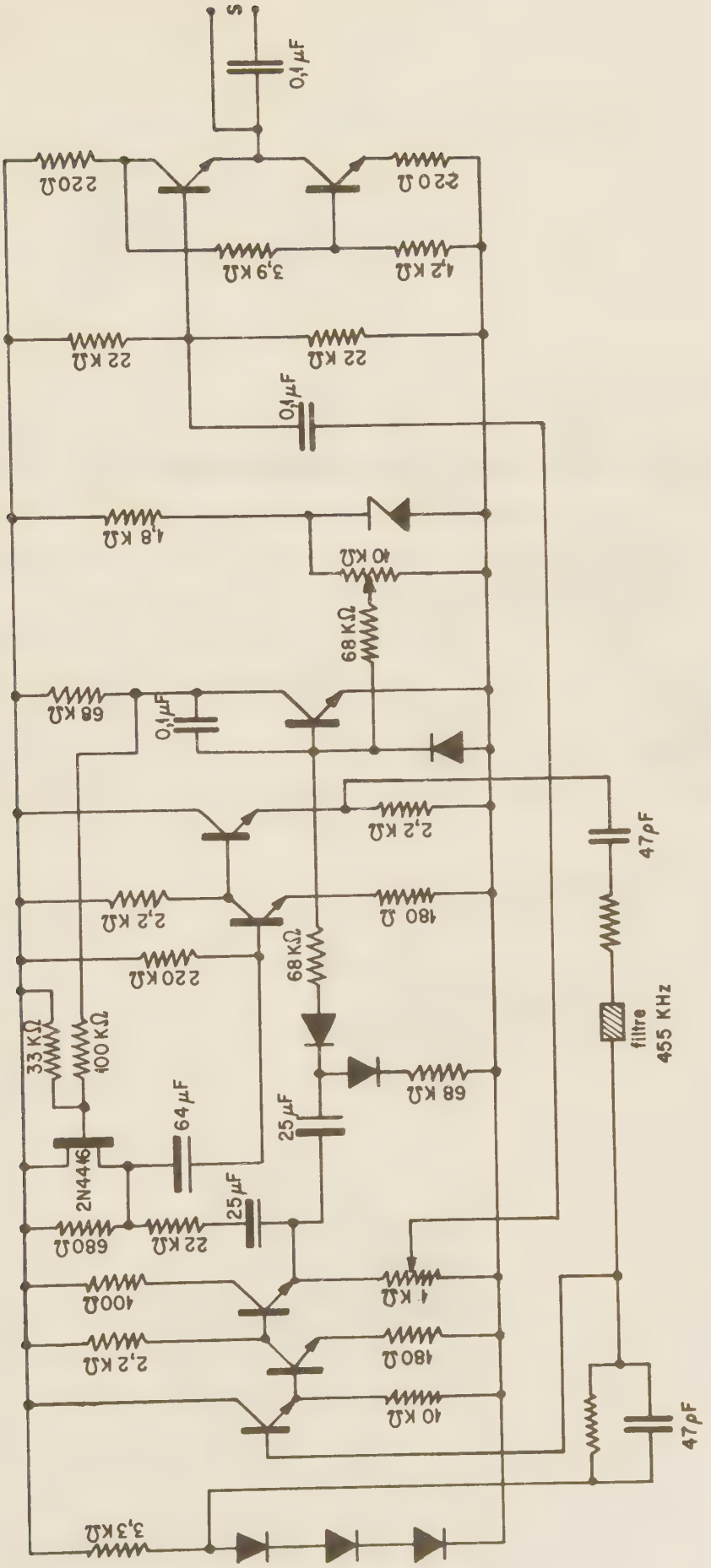


Fig: 13 – Générateur 455 KHz –

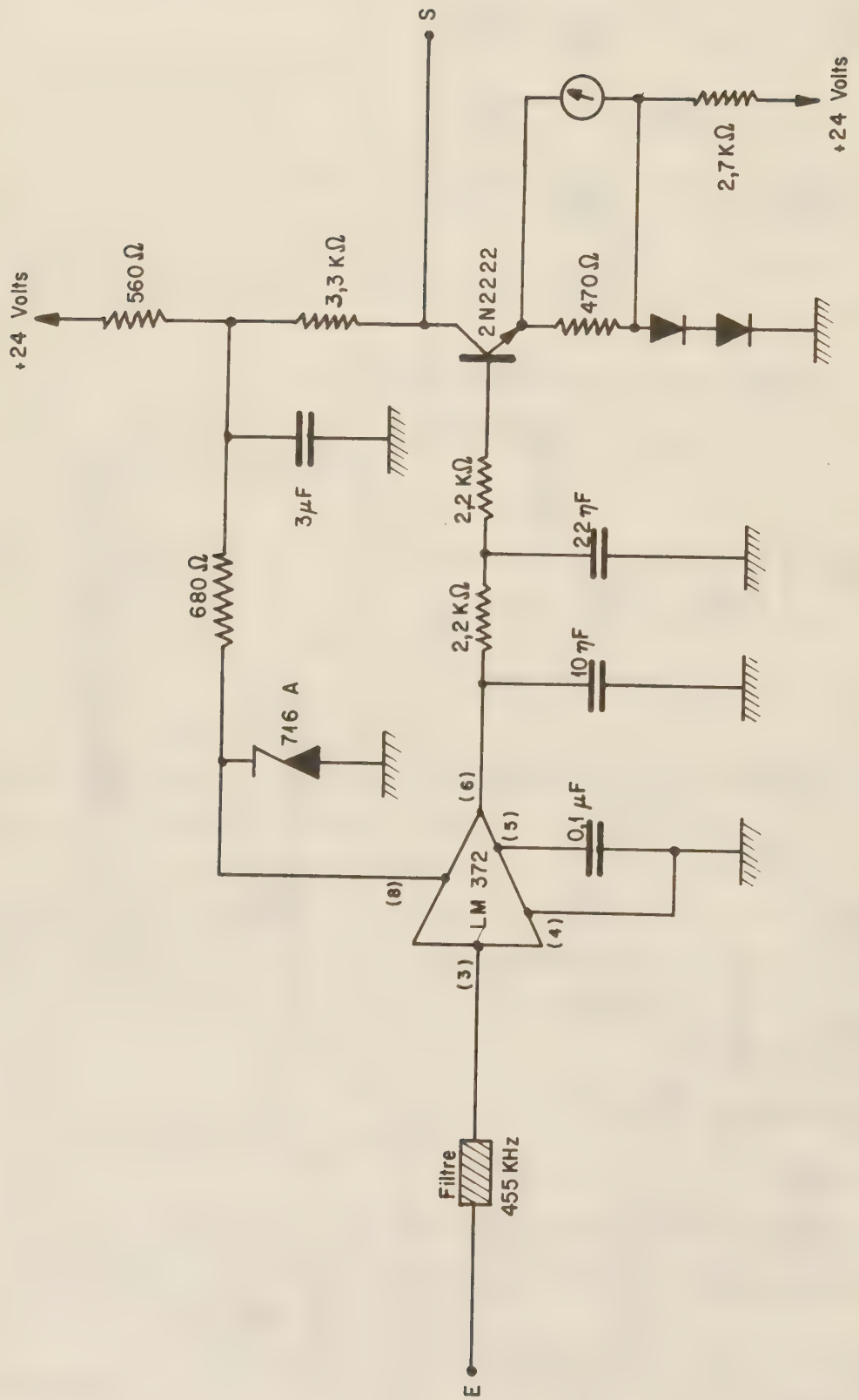


Fig: 14 — Détecteur 455 KHz —

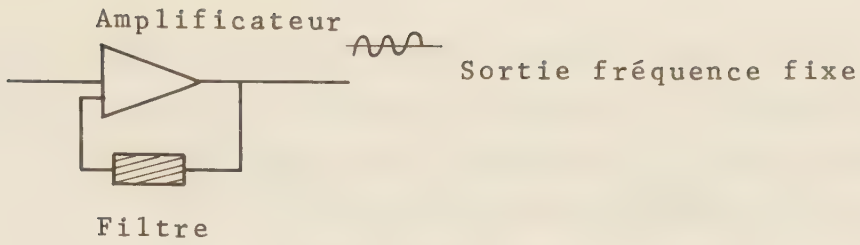


Fig. 15

Le signal à fréquence fixe de l'oscillateur est amplifié et régulé en amplitude. Nous disposons à la sortie d'un signal parfaitement stable, sinusoïdal, de fréquence 455 K Hz, et de tension efficace réglable de 1 à 10 V. L'impédance de sortie du générateur est d'environ 500 Ω.

Au retour de la sonde, le signal modulé est repris par un amplificateur sélectif calé sur la même fréquence grâce à un filtre en série à l'entrée de bande passante environ 5 K Hz. La sortie est prise sur le collecteur du dernier transistor et un voltmètre est branché sur l'émetteur du même transistor comme indicateur visuel.

4.3. Sonde

La sonde est composée de deux parties, chacune semblable à la sonde de l'appareil précédent (Fig. 16)

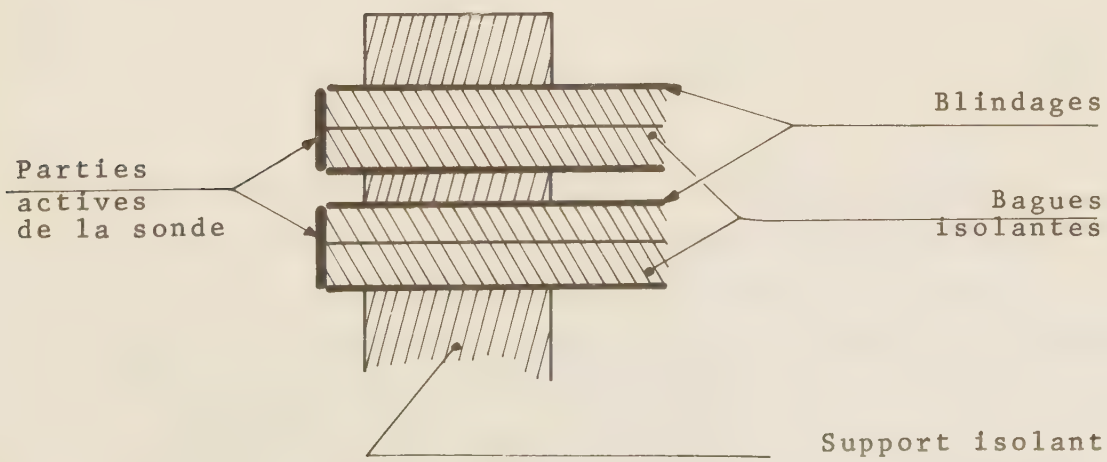
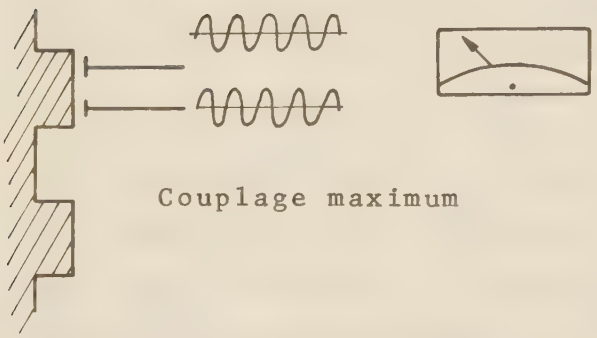


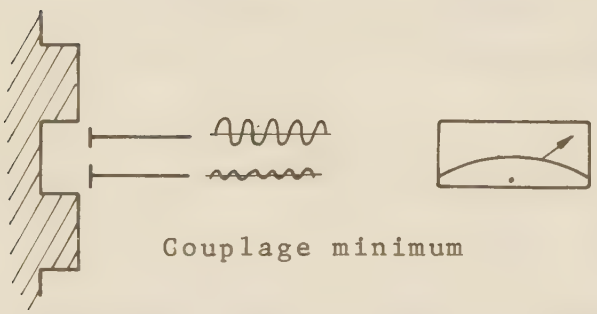
Fig. 16

Le couplage maximum entre les deux sondes a lieu pour un maximum de la capacité, et donne un signal d'intensité maximale ce qui correspond à une déviation vers la gauche de l'indicateur visuel (Fig. 17a et 17b).



Couplage maximum

Fig. 17a



Couplage minimum

Fig. 17b

4.4. Présentation de l'appareil

Le boîtier contenant la partie électronique est parallélépipédique, de dimensions 120 mm × 130 mm × 180 mm.

Trois prises du type BNC sont prévues, deux pour les sondes et une pour la sortie vers l'appareil de comptage.

La face avant présente également un potentiomètre incorporé dans la chaîne de régulation de la tension du signal injecté et permettant de régler celle-ci à une valeur comprise entre 0,5 et 10 V (Fig. 18).

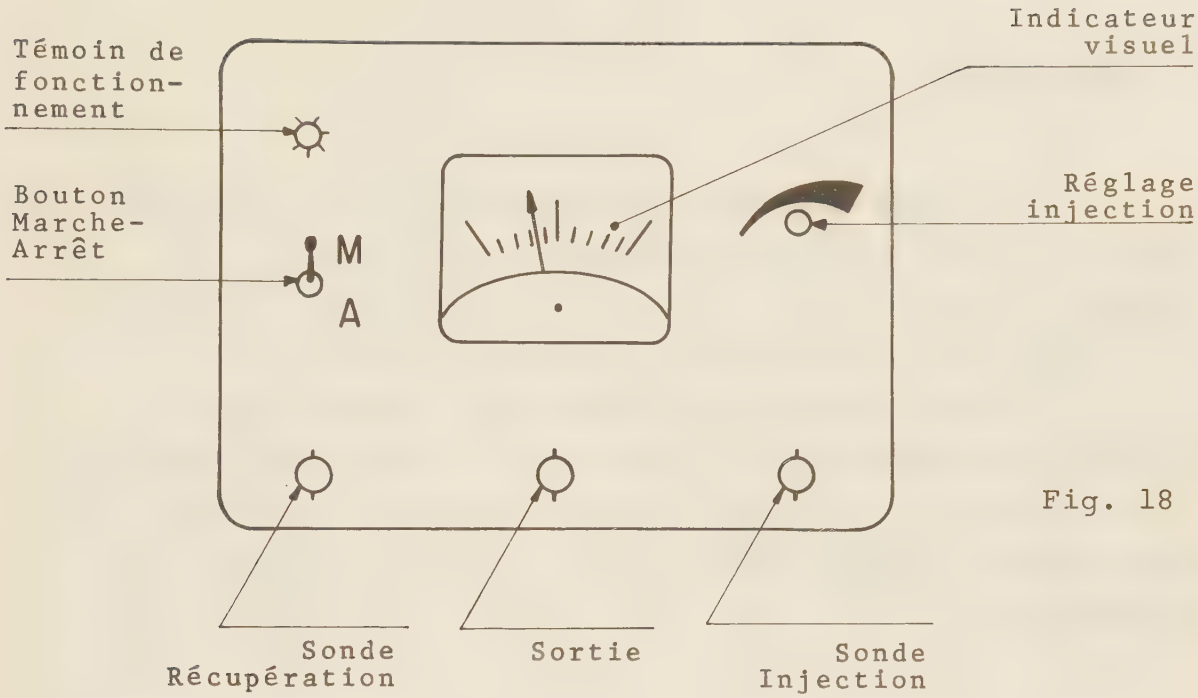


Fig. 18

4.5. Utilisation en détecteur de déplacements

L'amplitude du signal retour ne dépendant que du couplage entre les deux sondes, et non de la vitesse de variation de la capacité, l'appareil peut être utilisé en détecteur de position ou de déplacement.

Pour des variations lentes autour d'une position, nous pouvons avoir, en démodulant le signal de sortie, une réponse presque linéaire (Fig. 19)

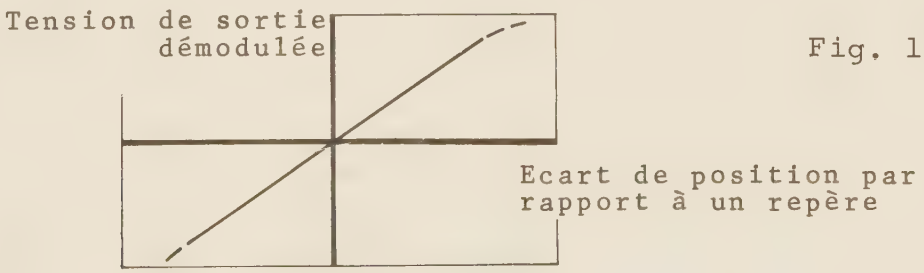


Fig. 19

Cette propriété de notre appareil en fait un transducteur apte à prendre place dans une chaîne d'asservissement soit en position soit en vitesse.

5. CONCLUSION

Les deux appareils présentés ici ont été expérimentés dans des conditions extrêmes (azote liquide 77°K, hydrogène liquide 20°K). Leur précision est excellente dans une large plage de fréquences (voir tableau Fig. 22).

La perturbation apportée par la mesure sur le phénomène observé est de l'ordre de 10^{-8}W donc négligeable.

Enfin, cet appareil peut trouver sa place dans toute chaîne d'asservissement pour contrôle de vitesse ou de position.

	Appareil pour pièces à la masse	Appareil pour pièces isolées	Remarque
Principe	Modulation d'une tension continue entre 1 sonde et la masse.	Modulation d'une tension alternative entre deux sondes. 455 K Hz	
Bande passante	200 Hz → 20 K Hz	0 → 50 K Hz	Zone où la précision est meilleure que 0,5 %
Distance max. entre sonde et pièce	2 mm	5 mm	
Milieux dans lesquels les essais ont été satisfaisants	Air 20°C Eau 20°C Azote liquide -196°C	Air 20°C Hydrogène liquide -252°C	
Encombrement du boîtier	190 × 100 × 120	200 × 130 × 140	
Nombre de fils de liaison	1	2	

Fig. 22

A N N E X E B

DEFLEXION AXIALE DANS UN ROULEMENT A CONTACT OBLIQUE CHARGE AXIALEMENT ET TOURNANT A FAIBLE VITESSE

LISTE DES SYMBOLES UTILISES

a	Demi-grand axe de l'ellipse de contact
a^*	Grandeur sans dimension correspondant à a
b	Demi-petit axe de l'ellipse de contact
b^*	Grandeur sans dimension correspondant à b
d	Diamètre des billes
f	Courbure des chemins de roulement
g	Longueur fictive relative à l'ellipse de contact
B	Différence à 1 de la somme des courbures
E	Module d'Young
$E(\varepsilon)$	Intégrale elliptique de seconde espèce
$K(\varepsilon)$	Intégrale elliptique de première espèce
F_a	Effort axial sur le roulement
F_c	Force centrifuge sur une bille
P	Force normale agissant entre une bille et un chemin
R	Rayon de courbure
Z	Nombre de billes
δ	Rapprochement dans la direction des forces appliquées
δ^*	Coefficient de déflexion axiale
δ_a	Déflexion axiale
ε	Angle auxiliaire
θ	Coefficient caractérisant le matériau utilisé
ν	Coefficient de Poisson
τ	Angle auxiliaire
σ^*	Coefficient sans dimension relatif à la forme du contact
$\Delta\rho$	Différence de courbures
$\Sigma\rho$	Somme de courbures

Indices

i	Référence à la bague intérieure
o	Référence à la bague extérieure

1. DEFINITION DE LA DEFLEXION AXIALE

Considérons un roulement à contact oblique, chargé axialement.

A l'équilibre, les deux bagues sont soumises chacune à un système de forces, les résultantes étant égales et opposées (Fig. 1).

La transmission d'efforts entre les bagues se fait par l'intermédiaire de billes, suivant un angle α_o entre la bague extérieure et la bille, et un angle α_i entre la bague intérieure et ladite bille.

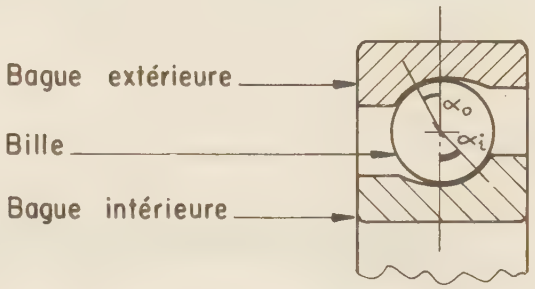


Fig. 1

Ces deux angles, égaux à l'arrêt, sont différents lorsqu'il y a rotation. La force centrifuge de la bille s'exerce sur la bague extérieure ; α_o devient ainsi plus petit que α_i (Fig. 2).

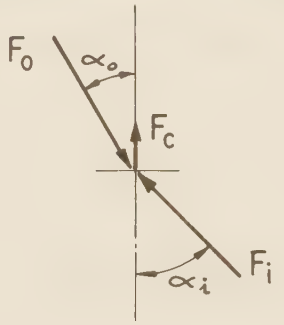


Fig. 2

Notre hypothèse de calcul sera celle "de faibles vitesses", ceci nous permet de ne pas tenir compte de la force centrifuge sur les billes. En effet, F_c est négligeable devant les forces transmises par les bagues ; de ce fait, les deux angles α_i et α_o sont peu différents et nous les considérerons comme égaux.

Le système bague extérieure-billes-bague intérieure possédant des contacts du type "ponctuel" n'obéit pas à la loi de Hooke, mais à la loi que nous allons chercher à établir.

Nous appellerons *déflexion axiale* et nous noterons δ_a l'enfoncement axial d'un roulement chargé axialement.

Nous cherchons à calculer δ_a en fonction de la charge axiale F_a , de la géométrie du roulement et des caractéristiques mécaniques des matériaux qui le composent.

2. INTERET DE LA CONNAISSANCE DE LA DEFLEXION AXIALE

La connaissance de la relation entre δ_a et F_a permet de réaliser facilement des précharges axiales de valeur connue. Il suffit d'interposer entre les roulements deux entretoises portant l'une sur les bagues extérieures et l'autre sur les bagues intérieures et présentant une différence de cote connue (Fig. 3).

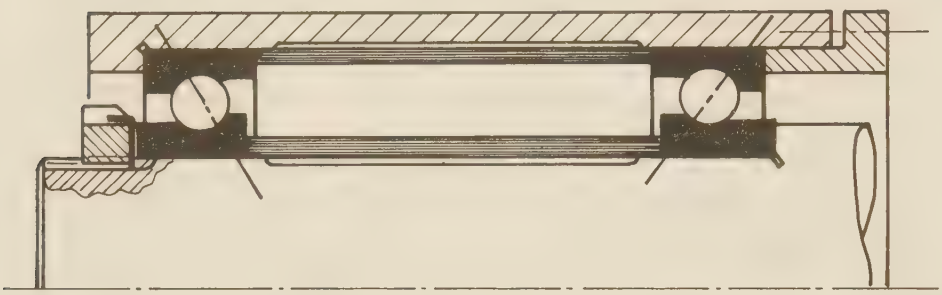


Fig. 3

La différence de cote sur les deux entreroises donne la précharge sur les roulements.

3. ETAT ACTUEL DES CONNAISSANCES

Plusieurs auteurs ont traité le sujet en donnant pour des roulements à contact oblique une formule représentant δ_a comme une fonction de F_a.

PALMGREN [1] propose :

$$\delta_a = \frac{2}{\sin \alpha} \times \left[\frac{F_a}{Z \sin \alpha}\right]^{2/3} \times d^{-1/3}$$

BISSON [2] et DOMMAIN [3] admettent la formule de PALMGREN.

HARRIS [4] admet la formule de JONES [5] qui décrit δ_a comme une fonction de F_a , Z , sin α , d et B. B étant la différence à 1 de la somme des courbures intérieure et extérieure :

$$B = f_i + f_o - 1$$

Ces deux formules donnent des résultats compatibles entre eux. Cependant, il faut scinder ces auteurs en deux groupes :

a) PALMGREN [1], BISSON [2] et DOMMAIN [3] considèrent tous les roulements ayant :

- même angle de contact au repos,
- même nombre de billes,
- même diamètre de billes,

comme répondant à la même loi de déflexion.

b) HARRIS [4] et JONES [5] tiennent compte en plus de la géométrie interne des roulements.

Nous conviendrons d'appeler géométrie externe du roulement l'ensemble des éléments Z , α , d et géométrie interne les éléments f_i et f_o.

Nous pouvons donc dire que δ_a est un produit de plusieurs fonctions :

$$\delta_a = f(\text{matériaux}) \times g(\text{géométrie interne}) \times h(\text{géométrie externe}) \times k(\text{forces appliquées})$$

Toutes choses égales par ailleurs, PALMGREN [1] écrit :

$$g(f_i , f_o) = \text{constante}$$

alors que JONES [5] écrit :

$$g(f_i , f_o) = g(f_i + f_o)$$

(Fig. 4).

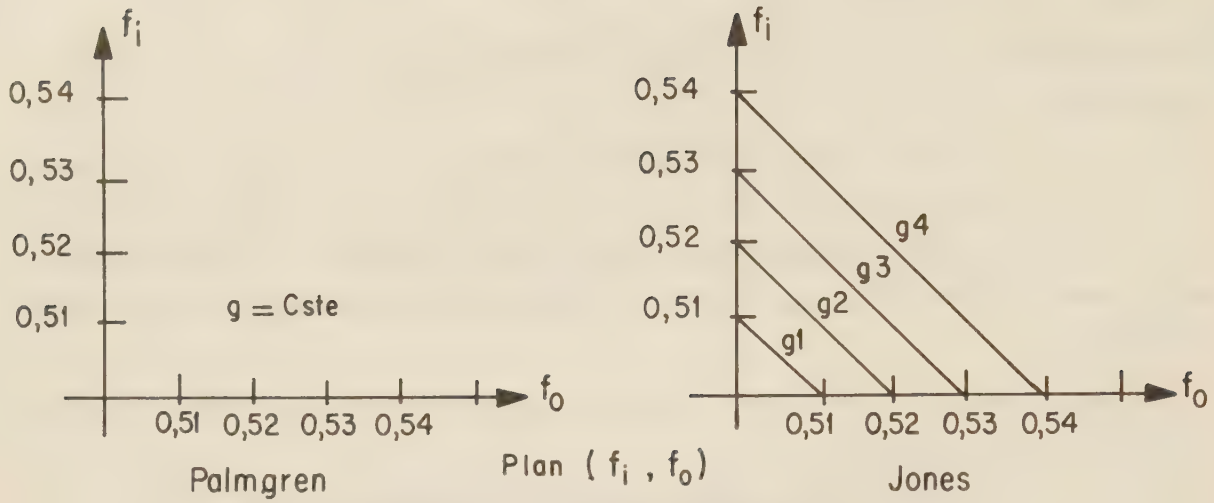


Fig. 4

Nous décrivons la variation de g dans le même plan f_i , f_o.

4. CALCUL DE LA DEFLEXION

4.1. Hypothèses

a) La force centrifuge n'intervient pas et les angles de contact sont les mêmes sur les deux bagues.

b) Les forces appliquées sont telles que les matériaux des bagues et des billes restent dans le domaine élastique.

c) La zone de contact de deux corps possédant chacun deux rayons de courbure principaux est une ellipse : c'est l'hypothèse de HERTZ [6].

4.2. Déformation au niveau d'un contact bague-bille

Considérons un roulement à contact oblique sur lequel nous appliquons deux charges réparties, égales et opposées, sur les bagues intérieure et extérieure (Fig. 5).

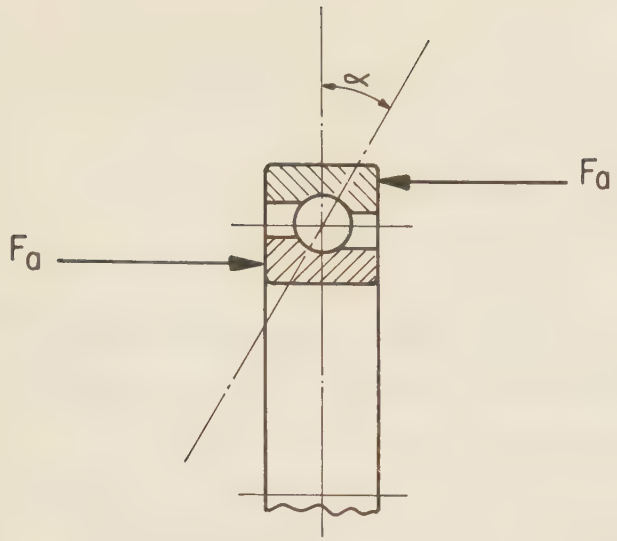


Fig. 5

Le roulement est en équilibre. L'angle de contact étant α ; la charge transmise à chaque contact bague-bille a pour valeur :

$$P = \frac{F_a}{Z \sin \alpha}$$

Nous allons étudier ce contact sous l'effet d'une force P.

Ce problème a déjà été étudié par de nombreux auteurs, de [1] à [8] dans la bibliographie. Nous donnerons le résultat de ce calcul pour lequel tous ces auteurs semblent d'accord.

Considérons deux corps A et B, ayant chacun deux rayons de courbure principaux R_{a_1} , R_{a_2} et R_{b_1} , R_{b_2}. Nous conviendrons d'appeler somme des courbures la quantité : $\Sigma\rho$

$$\Sigma\rho = \frac{1}{R_{a_1}} + \frac{1}{R_{a_2}} + \frac{1}{R_{b_1}} + \frac{1}{R_{b_2}}$$

et différence des courbures la quantité : $\Delta\rho$

$$\Delta\rho = \frac{1}{R_{a_1}} - \frac{1}{R_{a_2}} + \frac{1}{R_{b_1}} - \frac{1}{R_{b_2}}$$

chaque rayon de courbure étant compté positivement si le centre de courbure est à l'intérieur du solide.

Le rapport $\frac{\Delta\rho}{\Sigma\rho}$, toujours inférieur à 1, sera noté cos τ.

De cette valeur dépend la forme de l'ellipse de contact qui est déterminée par le rapport des longueurs des

deux demi-axes a et b.

HERTZ écrit :

$$a = a^* g$$

$$b = b^* g$$

formules dans lesquelles a* et b* sont des grandeurs sans dimension décrivant la géométrie des pièces et g une grandeur de dimension [L] tenant compte de l'effort de contact.

Les valeurs a* et b* qui se calculent au moyen des intégrales elliptiques de lère et de 2ème espèce, K (ε) et E(ε), ont été tabulées par ESCHMANN.

Elles sont les résultats des expressions :

$$a^* = \left[\frac{2\ E(\varepsilon)}{\Pi}\right]^{1/3} \cos\ \varepsilon^{-2/3}$$

$$b^* = \left[\frac{2\ E(\varepsilon)}{\Pi}\ \cos\ \varepsilon\right]^{1/3}$$

où ε se déduit de la formule :

$$\cos\ \tau = 1 - \frac{2\ [K(\varepsilon) - E(\varepsilon)]\ \text{cotg}^2\varepsilon}{E(\varepsilon)}$$

La grandeur g qui a la dimension d'une longueur est :

$$g = \left[\frac{3\ P\ \theta}{\Sigma\rho}\right]^{1/3}$$

en prenant P : effort au contact

$$\theta = \frac{1 - \nu^2}{E}$$

ν : coefficient de Poisson

E : module d'Young

Le rapprochement de deux corps en contact est donné par HERTZ [6]

$$\delta_1\ \text{contact} = \frac{3\ P\ \theta}{\Pi\ a}\ K(\varepsilon)$$

avec $a = a^* g$

$$\delta_{1 \text{ contact}} = \frac{[3\ \theta\ P]^{1/3}}{\Pi} \quad \frac{K(\varepsilon)}{a^*} \quad \Sigma\rho^{1/3}$$

Posons :

$$\sigma^* = \frac{\Sigma\rho}{d} \quad : \text{ coefficient sans dimension}$$

$$\delta_{1 \text{ contact}} = \frac{1}{\Pi} [3\ \theta]^{2/3} \quad \frac{K(\varepsilon)}{a^*} \quad \sigma^{*1/3} \quad P^{2/3} \quad d^{-1/3}$$

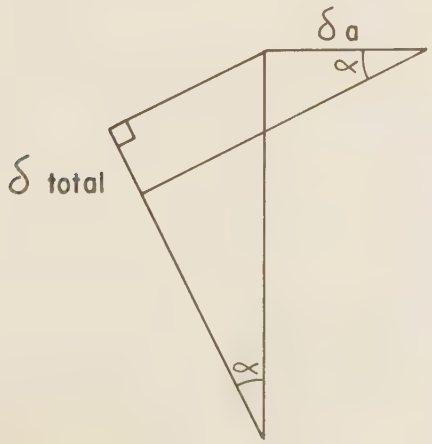
4.3. Déformation totale

Dans notre hypothèse des faibles vitesses, les forces qui s'exercent sur les deux contacts intérieur et extérieur sont les mêmes en grandeur et direction. Les deux déformations élastiques de contact peuvent donc s'ajouter, et nous obtenons le rapprochement suivant la direction du contact

$$\delta_{total} = \frac{1}{\Pi} [3\ \theta]^{2/3} \left[\left[\frac{K(\varepsilon)}{a^*} \sigma^{*1/3} \right]_i + \left[\frac{K(\varepsilon)}{a^*} \sigma^{*1/3} \right]_o \right] P^{2/3} \ d^{-1/3}$$

avec : $P = \dfrac{F_a}{Z \sin\alpha}$

Il reste à établir la relation liant δ_a à δ_{total} , c'est-à-dire la relation liant la déflexion axiale au rapprochement des deux bagues suivant la direction du contact.



$$\delta_a = \frac{\delta_{total}}{\sin\alpha}$$

La déflexion axiale cherchée est donc :

$$\delta_a = \frac{[3\ \theta]^{2/3}}{\Pi} \cdot \left(\left[\frac{K(\varepsilon)\ \sigma^{*1/3}}{a^*} \right]_i + \left[\frac{K(\varepsilon)\ \sigma^{*1/3}}{a^*} \right]_o \right) \frac{1}{\sin\alpha} \sqrt[3]{\left(\frac{F_a}{Z \sin\alpha} \right)^2 \frac{1}{d}}$$

ou, en groupant les termes suivant leur origine physique :

$$\delta_a = \frac{[3\ \theta]^{2/3}}{\Pi} \cdot \sum_{i+o} \left[\frac{K(\varepsilon)}{a^*}\ \sigma^{*1/3} \right] \times \sin\alpha^{-5/3} \cdot \frac{1}{Z^2 d}^{1/3}$$

$\frac{[3\ \theta]^{2/3}}{\Pi}$ caractérise le matériau utilisé,

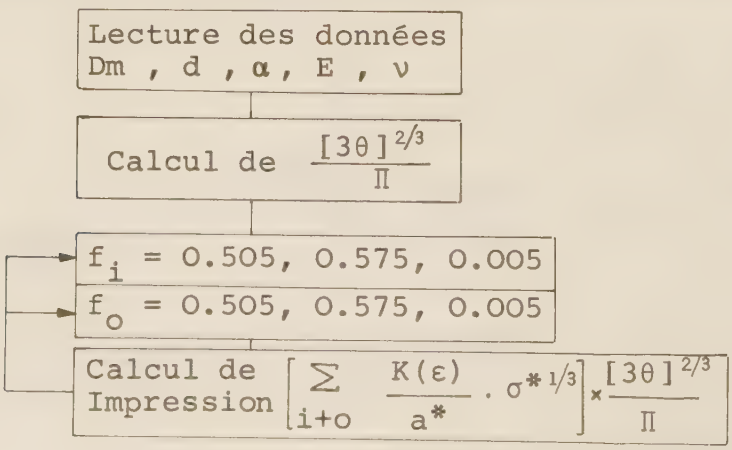
$\sum_{i+o} \left[\frac{K(\varepsilon)}{a^*}\ \sigma^{*1/3} \right] . \sin\alpha^{-5/3}$ la géométrie interne,

$\frac{1}{Z^2 d}^{1/3}$ la géométrie externe.

5. ORGANISATION DES CALCULS NUMERIQUES

5.1. Organigramme

Les calculs numériques ont été faits sur machine IBM 360.50 et programmés en langage FORTRAN IV G suivant le schéma d'organisation ci-dessous :



5.2. Choix des divers paramètres

Le calcul a porté sur le coefficient

$$\delta = \frac{[3\ \theta]^{2/3}}{\Pi} \cdot \sum_{i+o} \frac{K(\varepsilon)}{a^*}\ \sigma^{*1/3}$$

dans le plan $(f_i\ ,\ f_o)$ pour des valeurs de $\frac{D_m}{d}$ et de α.

Ce coefficient correspond à ceux cités par les auteurs [1] à [4] il était donc naturel de le choisir pour comparer nos résultats à ceux de la littérature.

Pour nous fixer les limites de variations des paramètres $\frac{D_m}{d}$, α , f_i et f_o , nous avons consulté les catalogues de deux fabricants (S.N.R. et S.K.F.). Il apparaît que les roulements à billes actuellement fabriqués présentent les caractéristiques suivantes :

$\frac{D_m}{d}$	compris entre 3	et 10
f_i et f_o	compris entre 0,51	et 0,57
$\alpha°$	compris entre 15°	et 40°

5.3. Résultats

Nous avons calculé le coefficient δ^* dans le plan $(f_i\ ,\ f_o)$ de 0.505 à 0.575 pour des valeurs de $\frac{D_m}{d}$ variant de 3 à 10 et des angles α variant de 10 à 50°, c'est-à-dire sur un domaine plus grand que celui déduit de la lecture des catalogues des constructeurs.

Sur toute l'étendue du domaine de calcul, et pour un même couple $(f_i\ ,\ f_o)$, la variation de δ^* est toujours inférieure à 2 pour 100.

$\delta^*(0.505, 0.505)$

$\frac{D_m}{d}$ \ α	10°	50°
3	1,537	1,536
10	1,532	1,531

$\delta^*(0.575, 0.575)$

$\frac{D_m}{d}$ \ α	10°	50°
3	2,875	2,863
10	2,838	2,843

Nous pouvons donc proposer un seul abaque décrivant $\delta^*(f_i , f_o)$ quel que soit le rapport $\frac{D_m}{d}$ et α.

6. CONCLUSION

L'abaque proposé (Fig. 6) représente le coefficient δ^* dans la formule :

$$\delta = \delta^* \sin \alpha^{-5/3} \; d^{-1/3} \; Z^{-2/3} \; F^{2/3}$$

Le coefficient 2 donné par PALMGREN correspond pour deux ouvertures égales au couple (0.515, 0.515). Un cas courant d'ouverture $f_i = 0{,}520$, $f_o = 0{,}550$ correspond à $\delta^* = 2{,}36$ ce qui donne pour PALMGREN une erreur de 18 %. Cette erreur atteint 40 % pour le couple (0,560 , 0,560) alors que pour ce couple JONES ne donne que 15 % d'erreur.

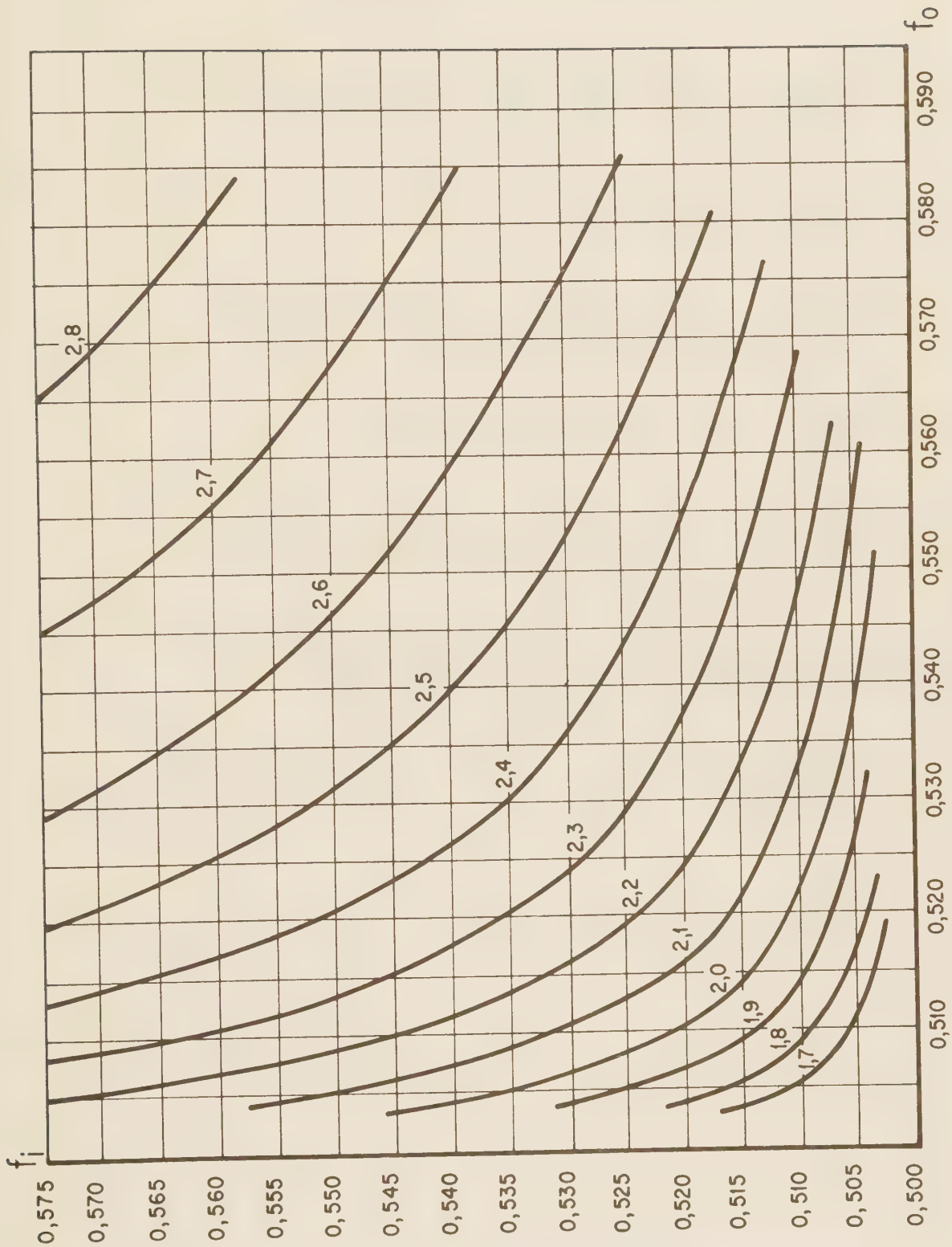


Fig: 6 - Variation δ^* dans le plan $f_i - f_o$.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] PALMGREN Ball and Roller bearing engineering.
3ème édition. SKF Industries, 1959.

[2] BISSON Advanced bearing technology.
NASA - SP 38, 1965.

[3] DOMMAIN Roulements à billes et à rouleaux.
lère partie. Cours professé à l'ISMCM.
Edition de la Revue Optique, 1951.

[4] HARRIS Rolling bearing analysis.
Wiley, 1966.

[5] JONES Analysis of Stresses and Deflection.
VolI.II - General Motors Corporation, 1946.
Cité par BISSON [2]

[6] HERTZ The contact of elastic bodies.
Gesammelte Werke, Vol I, 1881.

[7] TIMOSHENKO et GOODIER Théorie de l'élasticité
linéaire.
Librairie Béranger, Paris, 1961.

[8] SOLOMON Elasticité linéaire.
Masson, Paris, 1968.

A N N E X E C

DETERMINATION DU COUPLE DE FROTTEMENT D'UN EQUIPAGE MOBILE EN FONCTION DE SA VITESSE DE ROTATION

LISTE DES SYMBOLES UTILISES

d	Bras de levier
g	Accélération de la pesanteur
m	Masse
t	Temps
A	Couple de frottement sec
B	Coefficient de frottement visqueux
C	Couple
I	Inertie
K	Constante de rappel élastique
T	Temps
α	Déformation angulaire
θ	Déplacement angulaire
ω	Vitesse angulaire
ω'	Accélération angulaire

1. INTRODUCTION

1.1. Cas général

Le mouvement d'un système en rotation autour d'un axe fixe est régi par l'équation :

$$I\ \omega' + C_{app} = 0 \qquad (1)$$

avec :

I	moment d'inertie du rotor par rapport à l'axe de rotation	$[kg.mm^2]$
ω'	accélération angulaire du rotor	$[rad.s^{-2}]$
C_{app}	somme de tous les couples appliqués sur le rotor (couples moteur, résistant, de frottement)	$[N.m]$

1.2. Cas particulier

Nous désirons déterminer le couple de frottement en fonction de la vitesse angulaire $C_f(\omega)$ dans un système donné. Pour résoudre expérimentalement ce problème nous pouvons utiliser plusieurs méthodes se scindant en deux groupes : méthodes cinématiques et méthodes dynamiques.

2. METHODES CINEMATIQUES

Les méthodes cinématiques se caractérisent par le fait d'opérer à accélération nulle (V=cte). L'équation (1) devient alors :

$$C_{app} = 0 = C_f(\omega) + C_{moteur} + C_{résistant} \qquad (2)$$

Si le système ne fournit aucun travail extérieur, le couple résistant est nul : $C_{résistant} = 0$

La détermination du couple de frottement peut alors se faire des deux manières décrites ci-après.

2.1. Méthode directe

Un système déformable immobilise la partie fixe (ou stator) du montage. La mesure de la déformation obtenue permet de déterminer directement le couple de frottement.

Le système déformable peut être l'un des éléments suivants :

a) Un ressort spiral (Fig. 1)

$$C = K \alpha$$

avec :

- α déformation angulaire du ressort
- K constante de rappel élastique

b) Un ressort de flexion (Fig. 2) qui peut être muni de jauges de contraintes, ce qui permet d'enregistrer facilement les variations du couple. C'est cette solution que nous avons utilisée.

c) Dans le cas d'un arbre horizontal, un pendule (Fig.3) formé par un déséquilibre statique sur le stator. L'élongation angulaire θ du stator nous donnera alors le couple

$$C = mgd \sin \theta$$

avec :

- m masse du pendule
- d bras de levier
- g accélération de la pesanteur

2.2. Méthode indirecte

Le stator étant fixe, nous mesurons la puissance nécessaire pour maintenir constante la vitesse du rotor :

$$P = C_f \times \omega \qquad (3)$$

Ces méthodes déterminent le couple $C_f(\omega)$ correspondant à une vitesse ω. Pour connaître toute la courbe $C_f(\omega)$ dans un domaine de vitesse donné, il faut opérer par paliers de vitesse successifs et répéter l'opération autant de fois que l'on désire de points.

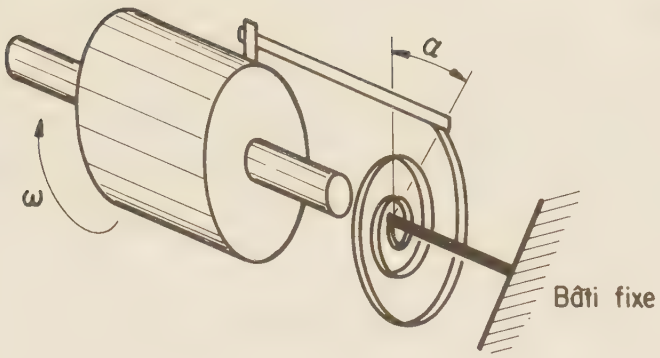


Fig: 1 _ Ressort spiral _

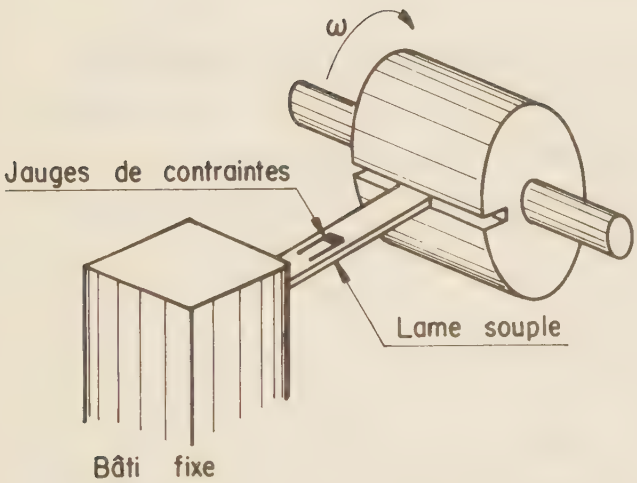


Fig: 2 _ Ressort de flexion _

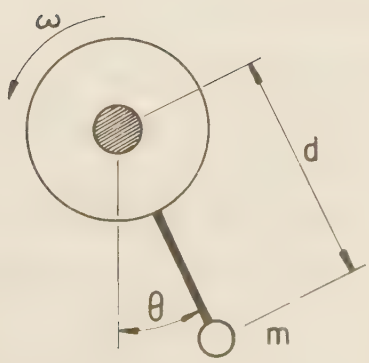


Fig: 3 _ Pendule _

3. METHODES DYNAMIQUES

Elles consistent à porter l'équipage mobile à une vitesse ω_0 pour étudier son ralentissement lorsqu'on l'abandonne à lui-même. Dans ce cas, l'équation (1) devient :

$$I\,\omega' + C_f(\omega) = 0 \qquad (4)$$

Pour déterminer $C_f(\omega)$, il nous faut connaître $I\omega'$.

3.1. Hypothèses linéaires

Si nous formulons une hypothèse sur la forme mathématique de la fonction $C_f(\omega)$, nous pouvons résoudre l'équation (4) en connaissant le temps d'arrêt T à partir d'une vitesse ω_0.

La forme monôme $C_f(\omega) = A\,\omega$ conduit à une solution qui ne correspond pas à la réalité physique : la vitesse ne s'annulant pas pour un temps fini.

Essayons la forme binôme :

$$C_f(\omega) = A + B\,\omega \quad , \quad \omega(o) = \omega_0$$

L'équation (4) devient ainsi :

$$I\,\omega' + B\,\omega + A = 0 \qquad (5)$$

Sa solution est :

$$\omega = \left(\omega_0 + \frac{A}{B}\right) e^{-\frac{B}{I}t} - \frac{A}{B} \qquad (6)$$

Le temps T d'arrêt à partir d'une vitesse initiale ω_0 est :

$$T = \frac{I}{B}\ \mathrm{Ln}\ \frac{\omega_0 + \frac{A}{B}}{\frac{A}{B}} \qquad (7)$$

Nous voyons qu'il faut deux relations de ce type pour déterminer les deux constantes A et B qui sont appelées :

A : couple de frottement sec $[ML^2T^{-2}]$

B : coefficient de frottement visqueux $[ML^2T^{-1}]$

Ces calculs sont détaillés dans la référence [1] et illustrés dans la Fig. 4.

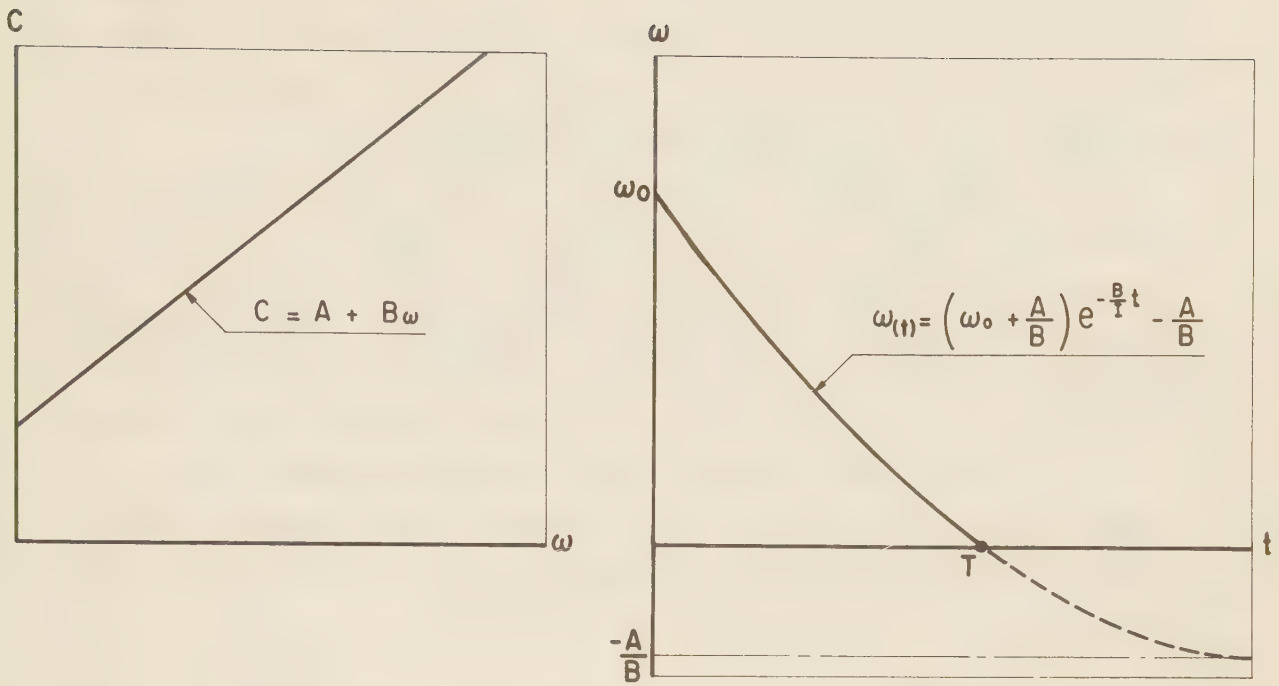


Fig: 4 _ Courbe $C(\omega)$ et $\omega(t)$ _

Cette méthode a l'avantage d'être simple mais elle s'appuie sur une hypothèse restrictive.

3.2. Relevé de la courbe de ralentissement

Soit $\omega(t)$ la vitesse du palier au cours du ralentissement. Nous connaissons par relevé expérimental la solution $\omega(t)$ de l'équation $I\,\omega'(t) + C_f(\omega) = 0$. Cette solution peut être connue point par point ou de façon continue suivant le type d'enregistrement utilisé. Dans tous les cas, il est possible de dériver numériquement cette solution pour avoir $\omega'(t)$ c'est-à-dire $C_f(\omega)$.

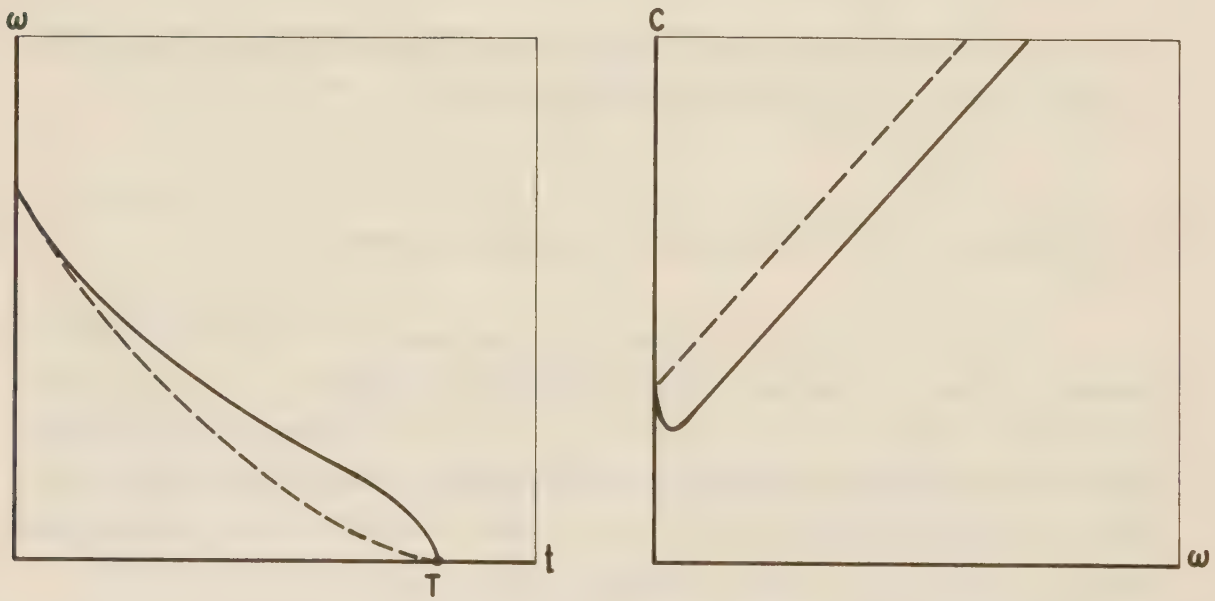
Nous avons cherché parmi plusieurs méthodes celle qui donne la meilleure précision dans la dérivation de la fonction $\omega(t)$.

Ecrivons la dérivée $\omega'\left(\frac{t_1 + t_2}{2}\right) = \lim_{t_2 \to t_1} \left(\frac{\omega(t_2) - \omega(t_1)}{(t_2 - t_1)}\right)$

Connaissant n valeurs de $\omega(t)$ pour des temps très rapprochés, nous pouvons en déduire n-1 valeurs de $\omega'(t)$. Cette méthode très simple est peu précise car les temps ne peuvent pas dans la pratique être très rapprochés.

Une méthode plus précise, mais qui nécessite l'emploi de moyens de calcul plus importants (ordinateur), consiste à approcher la courbe $\omega(t)$ par une fonction mathématique (polynôme, somme d'exponentielles,...) et de dériver ensuite. La fonction peut être obtenue par approximation suivant une norme quelconque (moindres carrés, norme du max.).

Ces deux procédés sont mathématiquement plus lourds que les précédents mais donnent des résultats plus conformes à la réalité physique car on ne fait aucune hypothèse à priori sur la forme du résultat.



—Courbe de ralentissement observée_

---Courbe sur laquelle on raisonne avec l'hypothèse linéaire si on ne releve que le temps T_

—Courbe de couple déduite de la précédente_

---Courbe de couple calculée avec l'hypothèse linéaire_

Fig: 5 _ Comparaison entre les deux méthodes de dépouillement_

4. CONCLUSION

Parmi les méthodes de mesures de couples de frottement décrites, il apparaît que les méthodes cinématiques sont les plus précises mais aussi les plus lourdes à mettre en oeuvre. Il convient en effet d'opérer par paliers de vitesse alors que les méthodes dynamiques peuvent fournir en un seul essai des courbes complètes de frottement.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] PAVLOVSKIJ M.A. Détermination des composantes du frottement par mesure du temps d'arrêt à partir de vitesse donnée.
"IZ.VUZ. PROBOROSTROENIE", n° 3, 1968, pp. 94-96.

Publié par le Centre de Documentation de la Mécanique, fiche 686 058.

[2] BRUHAT G. Mécanique Générale.
Masson, Paris 1962.

[3] BASS J. Eléments de mathématiques.
Masson, Paris 1965.

A N N E X E D

FREQUENCES PROPRES DE VIBRATIONS DU MONTAGE

LISTE DES SYMBOLES UTILISES

f_e	Flèche élastique
f_r	Fréquence
k	Rigidité
r	Rayon
C	Couple
E	Module d'Young
F	Force
G	Module d'élasticité transversal
I	Moment d'inertie
L	Longueur
R	Rayon
ρ	Masse volumique

La gamme des vitesses de rotation du moteur étant de 1 500 à 1 200 tr/mn, il importe de vérifier que les fréquences propres de vibrations du montage soient différentes afin d'éviter les résonnances mécaniques.

1. VIBRATION DE TORSION DE L'ARBRE DE TRANSMISSION

Cet arbre sert de liaison entre l'arbre du moteur et l'arbre supportant les roulements (voir Fig. 1 et 2). Pour le calcul nous considérons qu'il est formé d'un tube de 14 mm de diamètre intérieur et de 1 mm d'épaisseur ; sa longueur est de 101,2 mm. La masse tournante dont il faut connaître le moment d'inertie est celle de l'arbre supportant les roulements, l'arbre de transmission étant considéré encastré sur le moteur.

Le schéma de calcul est donc celui de la Fig. 3. La fréquence propre de vibration de torsion du système est :

$$f_r = 2\pi\sqrt{\frac{k}{I}}$$

k étant la rigidité de torsion de l'arbre de transmission,

I le moment d'inertie de l'arbre support.

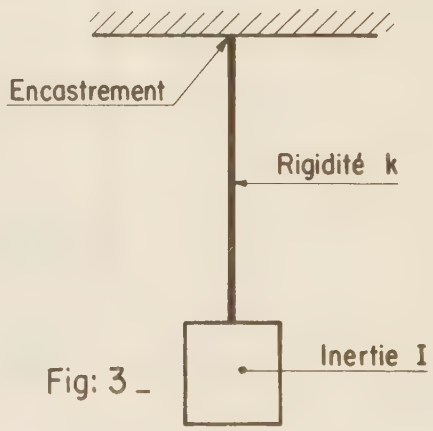


Fig: 3 _

Pour le calcul de ce moment d'inertie, l'arbre support peut être assimilé à un tube de diamètre 40 mm, d'épaisseur 6 mm et de longueur 210 mm.

$$I = \iiint_V r^2 dm = \frac{\pi \rho L}{2}(R^4 - r^4)$$

ρ	=	$7,8\ 10^{-6}$	kg×mm^3	masse volumique
L	=	210	mm	longueur
R	=	20	mm	rayon extérieur
r	=	14	mm	rayon intérieur

$$I = 4\ 750 \text{ kg} \times \text{mm}^2$$

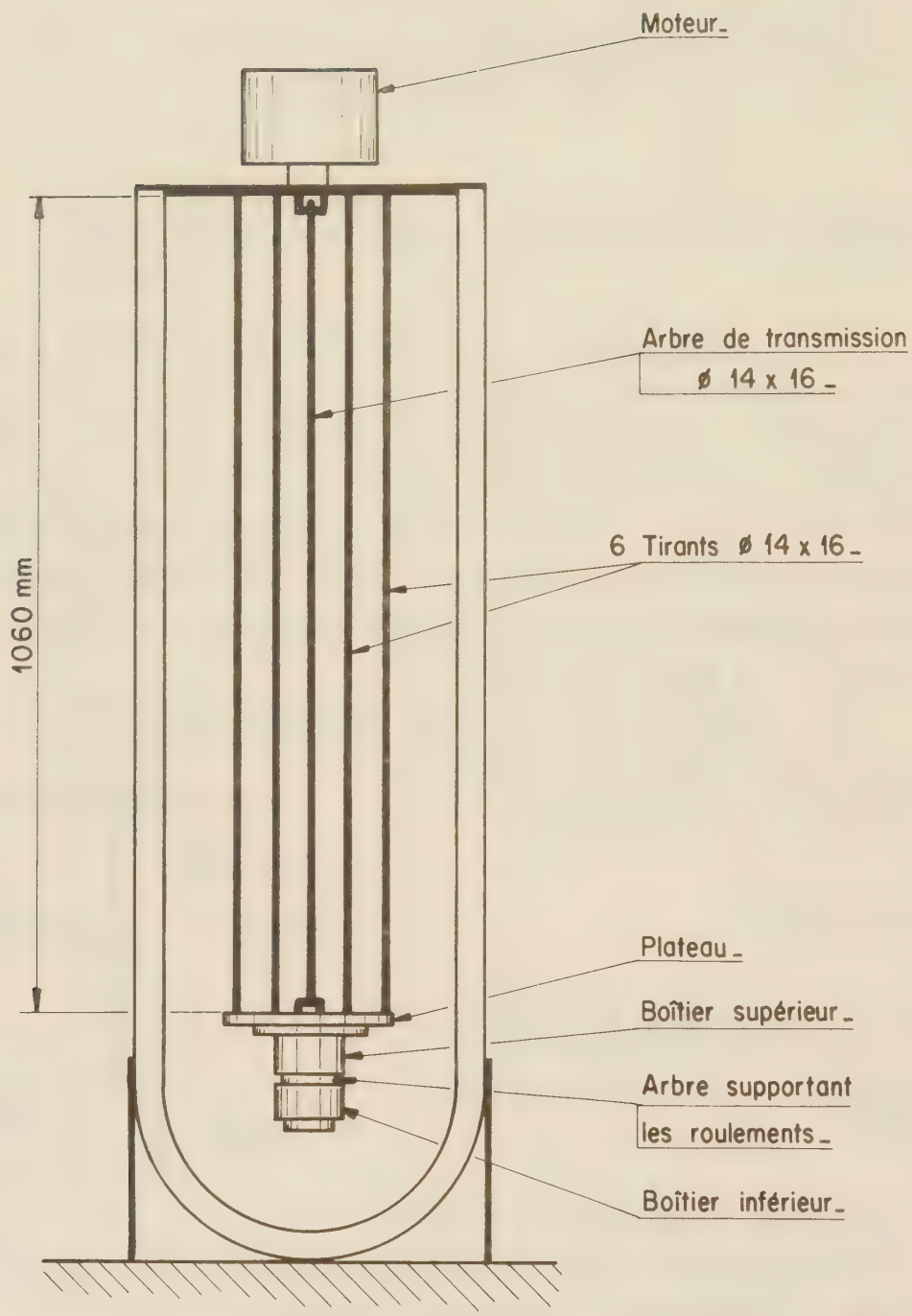


Fig: 1 _ Schéma du cryostat _

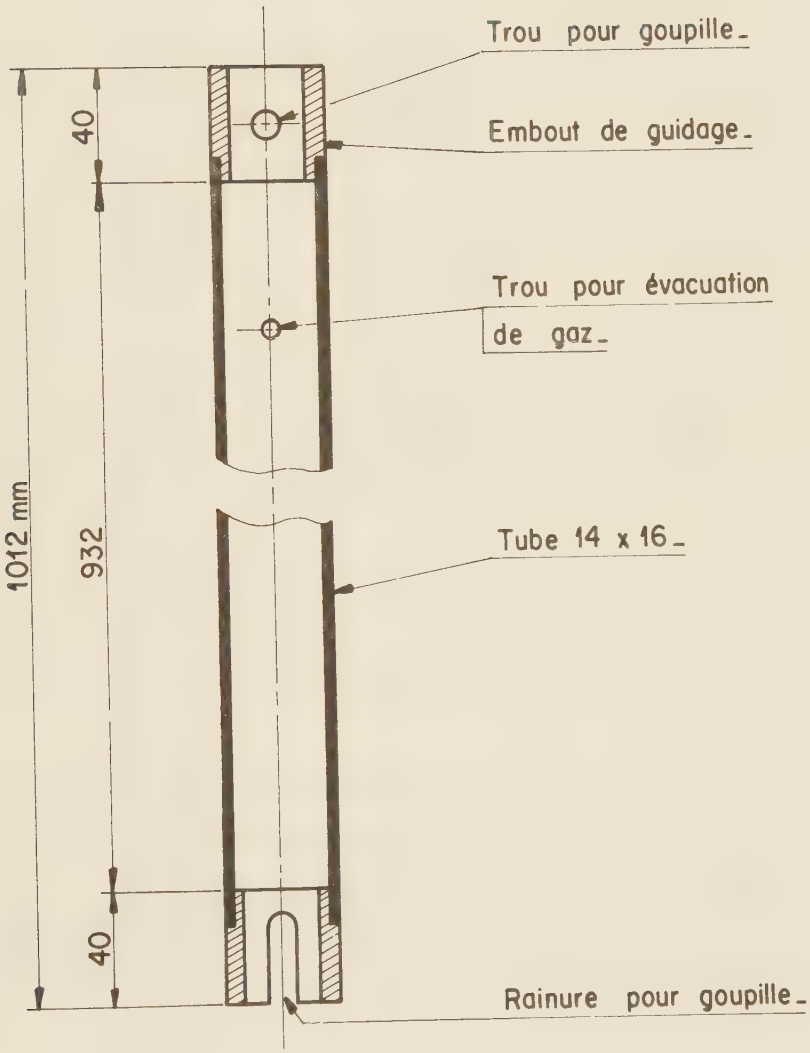


Fig: 2 _ Arbre de transmission.

La rigidité de l'arbre de transmission est :

$$k = \frac{Mt}{\theta} = \frac{G.I_o}{L}$$

avec :

$I_o = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$ = moment d'inertie

G = 8 000 daN/mm^2 = module d'élasticité transversal

L = 1 012 mm = longueur

k = 21 000 daN mm rad^{-1}

d'où :

$$f_r = 2\pi \sqrt{\frac{k}{I}} = 13 \text{ Hz}$$

Cette fréquence qui correspond à une vitesse de 780 tr/mn est dépassée très rapidement au démarrage et ses harmoniques ne se révèleront pas gênants.

2. VIBRATION DE TORSION DU BATI SUSPENDU

Le bâti (Fig. 1) est constitué par un plateau supportant le boîtier supérieur et maintenu par six tirants tubulaires (Fig. 4) encastrés sur le couvercle B.

La rigidité en torsion de l'ensemble des six tirants peut être calculée en considérant la flexion de chaque tirant (Fig. 5).

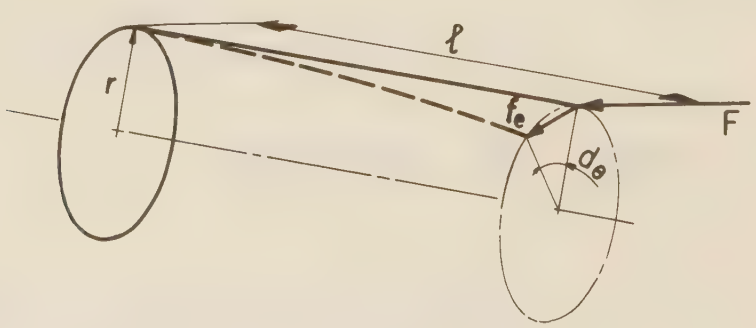


Fig: 5 _ Schéma de calcul_

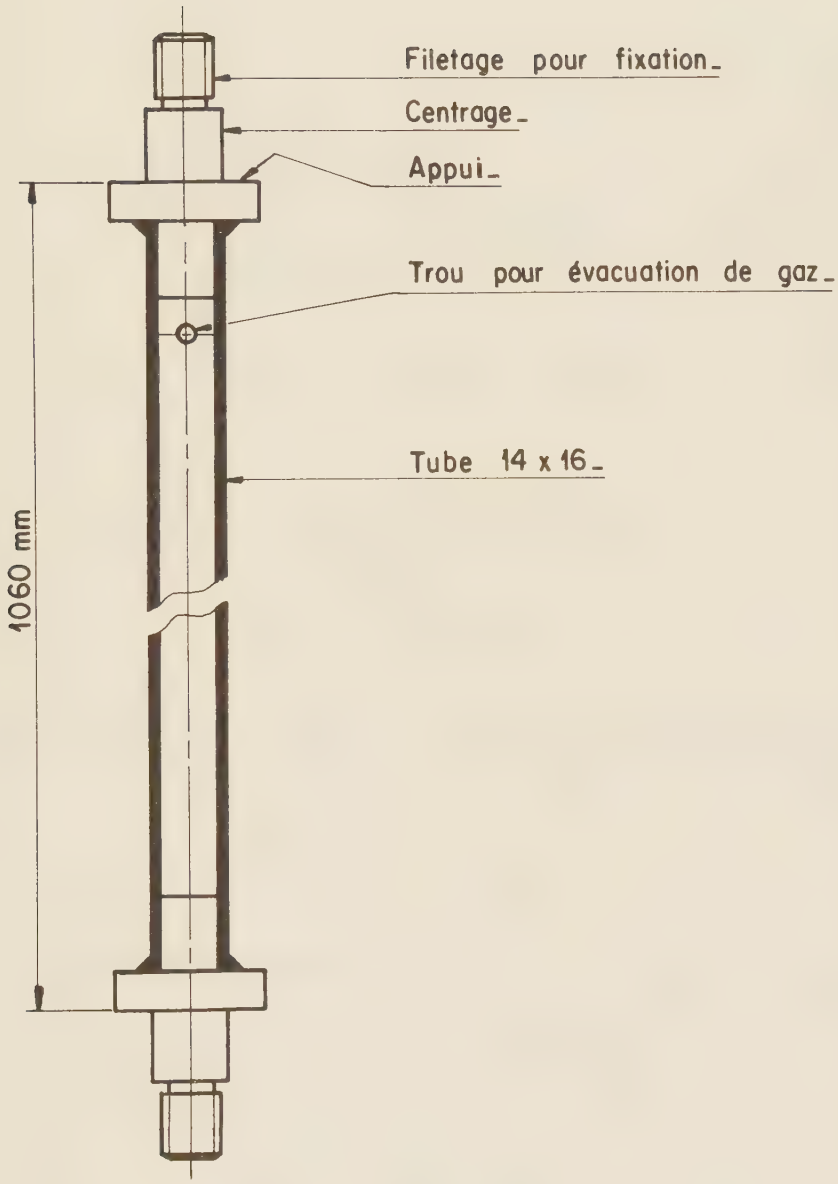


Fig: 4 - Tirant de suspension -

Sous un effort F, un tirant fléchit d'une quantité :

$$f_e = \frac{F\ell^3}{3EI}$$

avec :

I moment d'inertie du tube

E module d'élasticité

Cette flèche f_e correspond à une rotation $d\theta = \frac{f_e}{r}$ du plateau inférieur sous un couple $C = 6F \times r$.

La rigidité de torsion $\frac{C}{d\theta}$ est donc :

$$k = \frac{6Fr}{\frac{f_e}{r}} = \frac{6Fr^2}{f_e} = \frac{18r^2EI}{\ell^2}$$

$$k = \frac{18 \times (85)^2 \times 20\ 000 \times 1\ 330}{(1\ 000)^2} = 3,5 \quad 10^6$$

$$k = 3,5 \quad 10^6 \text{ daN mm /rad}$$

L'inertie de la partie fixe du bâti comprenant le plateau et les boîtiers est :

$$I = \iiint_V r^2 dm = 23\ 10^4 \quad kg \times mm^2$$

La fréquence de résonance, en vibration de torsion, est :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{I}}$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{350 \quad 10^4}{23 \quad 10^4}} = 0,6$$

$$f_r = 0,6 \text{ Hz}$$

Cette fréquence correspondant à une vitesse de 36 tr/mn sera, comme la précédente, dépassée rapidement au démarrage et ne sera pas gênante (Fig. 6).

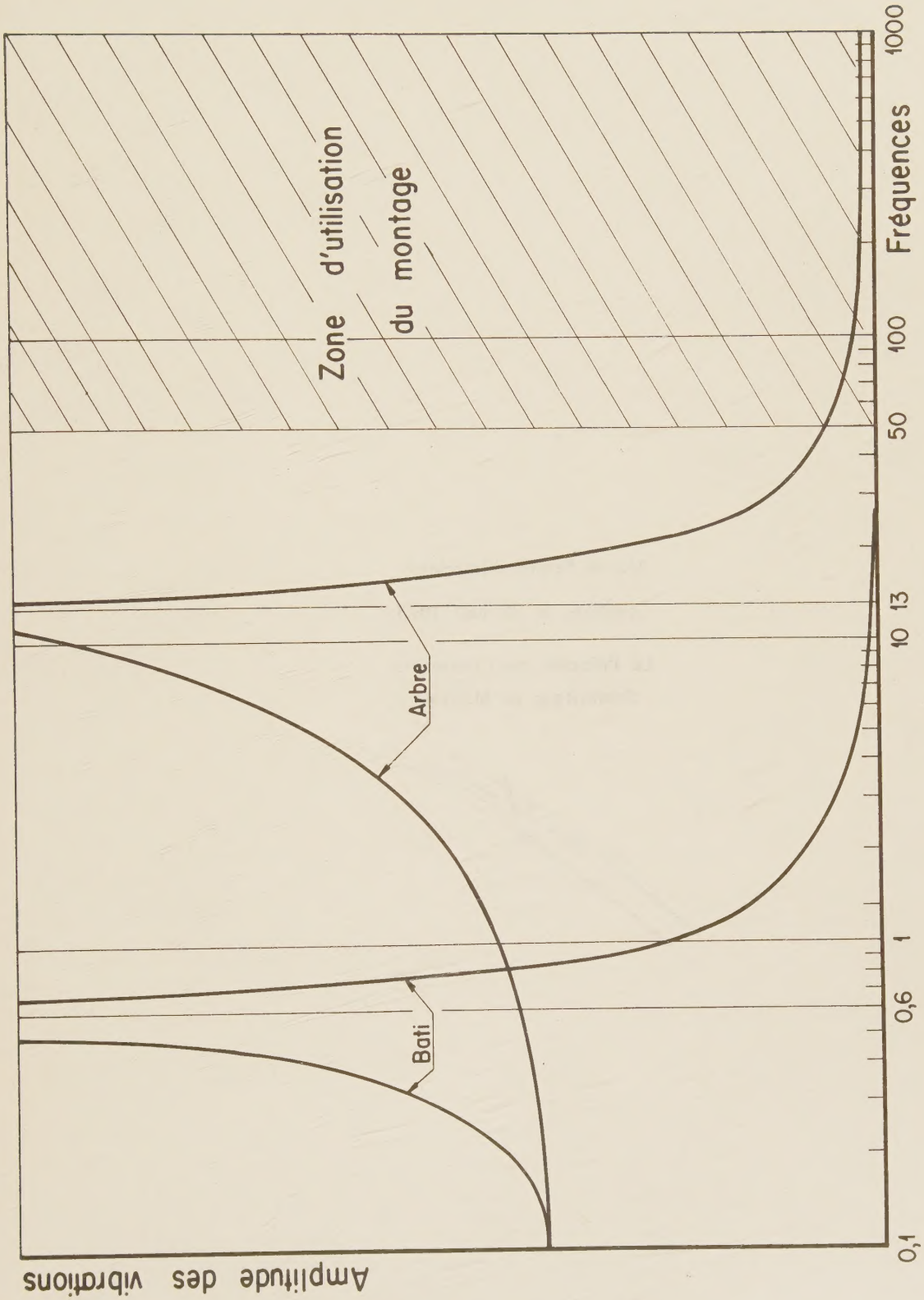
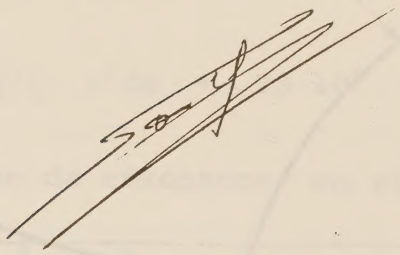


Fig: 6 _ Fréquences propres et zone d'utilisation du montage-

Vu et Permis d'Imprimer

Grenoble, le 25 juin 1973

Le Président de l'Université
Scientifique et Médicale